

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

MODÉLISATION NUMÉRIQUE ET
EXPÉRIMENTATION SUR LA
FORMATION DU GIVRE DANS LES
ÉCHANGEURS DE CHALEUR AIR-AIR À
PLAQUES PARALLÈLES

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Alexandre COULOMBE

Sherbrooke (Québec) Canada

Novembre 2020

MEMBRES DU JURY

Hachimi FELLOUAH

Directeur

Sébastien PONCET

Codirecteur

Julien SYLVESTRE

Évaluateur

Benoît MICHEL

Évaluateur

RÉSUMÉ

Les échangeurs d'air résidentiels utilisés dans des conditions hivernales en Amérique du Nord sont suffisamment efficaces pour causer la formation de givre dans l'appareil à partir de la vapeur d'eau contenue dans l'air vicié de la maison. Ce phénomène se produit plus précisément lorsque l'air chaud et humide de la maison traverse l'échangeur de chaleur dont les plaques sont froides à certains endroits dû au passage de l'air frais extérieur dans l'appareil. Pour éviter d'endommager l'échangeur de chaleur, des cycles de dégivrage sont utilisés, mais ceux-ci sont pénalisants au niveau de l'efficacité énergétique globale de l'appareil de ventilation. Certains cycles réduisent l'apport d'air frais aux occupants, ce qui nuit à la qualité de l'air intérieur.

Dans le but d'améliorer la géométrie de l'appareil pour maximiser la récupération de chaleur tout en minimisant la formation de glace, un modèle numérique 1D de formation de givre par croissance et densification a été validé à l'aide de données expérimentales disponibles dans la littérature. Ce modèle permet d'étudier la variation de l'épaisseur du givre dans le temps. Une fois cette validation complétée, celui-ci a été étendu à une géométrie 2D d'échangeur de chaleur à contre-courant à plaques parallèles. Ce modèle numérique 2D permet de comprendre l'impact de l'espacement des plaques parallèles sur la croissance du givre dans le temps en fonction de la position axiale, le blocage de l'échangeur, la réduction du débit d'air vicié et la dégradation de l'efficacité de récupération de chaleur. Les résultats de ces simulations numériques révèlent qu'un échangeur de chaleur dont l'espacement entre les plaques est de 2.5 mm voit son débit d'air vicié réduit de plus de 33% après 25 minutes de fonctionnement avec une température extérieure de -20°C . En comparaison, un échangeur de mêmes dimensions, mais dont l'espacement est de 4 mm voit son débit réduit de moins de 5% durant la même période d'opération et dans les mêmes conditions. Bien que de nombreux travaux de recherche aient été effectués sur la formation de la glace dans différents domaines, ventilation, réfrigération, aéronautique, etc, peu de recherches ont été effectuées sur la formation de givre dans des conditions hivernales typiques subies par un échangeur d'air. De plus, certains modèles analytiques ne considèrent pas l'impact de l'épaisseur de la couche de glace sur les pertes de charge de l'échangeur de chaleur, la réduction de l'efficacité due à la résistance par conduction et l'impact sur le débit de l'appareil.

Mots-clés : modélisation numérique, formation de givre, échangeur de chaleur à plaques, expérimentation

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier les professeurs Hachimi Fellouah et Sébastien Poncet pour m'avoir supporté tout au long de ce projet et pour m'avoir donné cette opportunité.

Ce projet de recherche n'aurait pas été possible sans le support financier du programme Mitacs Accélération et d'Innergy tech, le partenaire industriel de ce projet de recherche.

Finalement, je souhaite remercier mon épouse Catherine qui a cru en moi et m'a supporté du début à la fin de ce projet ainsi que tout au long de nombreuses soirées de travail.

TABLE DES MATIÈRES

1	INTRODUCTION	1
1.1	Mise en contexte	1
1.2	Problématique	4
1.3	Question de recherche	6
1.4	Objectifs du projet de recherche	7
1.5	Contribution originale	7
1.6	Plan du document	7
2	ÉTAT DE L'ART	9
2.1	Ventilation et qualité de l'air	9
2.2	Formation du givre dans l'appareil	10
2.3	Techniques de dégivrage et de prévention du givre	11
2.4	Modélisation du givre	16
2.4.1	Corrélation pour l'épaisseur de givre	16
2.4.2	Corrélation pour la densité du givre	18
2.4.3	Corrélation pour la conductivité thermique du givre	20
2.4.4	Approche ϵ -NTU	23
3	MÉTHODES	25
3.1	Méthode numérique	25
3.1.1	Équations régissant la formation du givre	25
3.1.2	Algorithme pour le modèle 1D	26
3.1.3	Validation du modèle 1D	28
3.2	Extension du modèle 1D en 2D	34
3.2.1	Conditions initiales	35
3.2.2	Réduction du débit due au blocage	35
3.2.3	Calcul des propriétés de l'écoulement d'air	36
3.2.4	Vérification du bilan d'énergie	38
3.2.5	Efficacité de l'échangeur de chaleur	39
3.3	Montage expérimental	41
3.3.1	Description du montage	41
3.3.2	Conditions de test	44
3.3.3	Améliorations possibles	44
4	RÉSULTATS	47
4.1	Résultats numériques	47
4.2	Résultats expérimentaux	50
5	CONCLUSION	55
5.1	Conclusions du projet	55
5.2	Perspectives de recherche	56

LISTE DES RÉFÉRENCES

57

LISTE DES FIGURES

1.1	Construction typique de ventilateur-récupérateur de chaleur	2
1.2	Principe de fonctionnement d'un ventilateur-récupérateur de chaleur	3
1.3	Deux types de ventilateur-récupérateur de chaleur du fabricant LifeBreath	3
1.4	Ventilateur-récupérateur de chaleur FV-10VEC1 du fabricant Panasonic . .	4
1.5	Géométrie de la formation du givre dans deux types d'échangeur	6
2.1	Processus de formation du givre	10
2.2	Givre à la sortie de l'air vicié d'un échangeur enthalpique	11
2.3	Dégivrage par blocage partiel de l'entrée d'air frais	13
2.4	Prévention du givre à l'aide d'échangeurs de chaleur utilisés en alternance .	14
2.5	Montage expérimental de formation de givre sur des ailettes	15
2.6	Angle de contact pour différents traitements de surface	16
2.7	Schéma de résistance de conduction du givre en parallèle et en série	23
2.8	Validation du modèle ϵ -NTU avec prévention du givre par volet de contour- nement	24
3.1	Organigramme du modèle 1D	29
3.2	Évolution temporelle de l'épaisseur du givre (δ) pour 13 cas différents. . . .	33
3.3	Formation du givre à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à plaques parallèles.	34
3.4	Courbe d'un ventilateur récupérateur de chaleur à différentes pressions sta- tiques totales	35
3.5	Organigramme de l'algorithme 2D.	40
3.6	Schéma du montage expérimental	41
3.7	Photo du montage expérimental	42
3.8	Module thermoélectrique CP-040HT	42
4.1	Distribution spatiale de l'épaisseur du givre à 5 temps différents	48
4.2	Dégradation de la performance des échangeurs de chaleur	49
4.3	Évolution de la masse de givre accumulée dans l'échangeur	50
4.4	Exemple d'image complète obtenue par la caméra	50
4.5	Évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #1.	51
4.6	Évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #2.	51
4.7	Comparaison entre les expériences et le modèle 1D sur l'évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #1	52
4.8	Comparaison entre les expériences et le modèle 1D sur l'évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #2	53

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Performance de différents VRC	4
2.1	Paramètres de l'expérimentation de [1] sur la formation du givre sur des ailettes	15
2.2	Plage des paramètres utilisés pour les corrélations	20
2.3	Corrélations pour la conductivité thermique du givre	21
3.1	13 conditions de test considérées expérimentalement par Nascimento Jr. et <i>al.</i> [2] pour la validation du présent modèle 1D.	30
3.2	Porosité du givre pour 13 conditions expérimentales. Comparaison entre les données expérimentales de Nascimento Jr. et <i>al.</i> [2] et le présent modèle 1D.	30
3.3	Densité du givre pour 13 conditions expérimentales. Comparaison entre les données expérimentales de Nascimento Jr. et <i>al.</i> [2] et le présent modèle 1D.	31
3.4	Paramètres de l'échangeur de chaleur et conditions d'opération pour l'échangeur de chaleur à contre-courant en 2D.	34
3.5	Instruments de mesures du montage expérimental	43
3.6	Conditions de test	44
4.1	Épaisseur du givre formé dans les conditions #1	53
4.2	Épaisseur du givre formé dans les conditions #2	53

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Ce projet de recherche s'effectue dans le cadre du programme Mitacs Accélération en partenariat avec Innergy tech inc., une entreprise spécialisée en conception et en fabrication de composantes de récupération d'énergie en ventilation résidentielle et commerciale. Innergy tech produit actuellement des roues enthalpiques et sensibles, des caloducs ainsi que des échangeurs à plaques à contre-courant et à courants croisés. L'entreprise est donc touchée directement par la problématique de ce projet de recherche.

1.1 Mise en contexte

Durant les 60 dernières années, les exigences des codes du bâtiment relatives à l'étanchéité des maisons ont augmenté. En Alberta (Canada), les maisons construites entre 1946 et 1960 ont une infiltration d'air équivalente à 6 changements d'air par heure à une différence de pression de 50 Pa entre l'intérieur de la maison et l'extérieur. Les maisons construites depuis 1991 ont moins de 4 changements d'air par heure à la même différence de pression de 50 Pa. Cette meilleure étanchéité, combinée à une isolation supérieure, contribue à réduire les coûts annuels de chauffage par mètre carré de maison de près de 45%. Même si la superficie des maisons a augmenté de près de 40% durant les 60 dernières années, la quantité d'énergie requise annuellement pour chauffer les maisons modernes a diminué de 15% [3]. Par contre, cette amélioration de l'étanchéité a créé un problème de qualité d'air intérieur. Aux États-Unis, le niveau d'infiltration, mesuré à l'aide d'un test de ventilateur de porte, a réduit de 50% entre 1960 et 2000 [4]. Les maisons modernes sont si étanches que l'infiltration naturelle d'air est trop basse pour maintenir une qualité d'air intérieur acceptable pour les occupants. Pour compenser cette faible infiltration d'air, des règlements ont été adoptés dans certains codes du bâtiment en Amérique du Nord. Ces règlements spécifient le nombre minimum de changement d'air par heure ou un débit minimum en fonction du nombre d'habitants, de la superficie de la maison ou du nombre de chambres, que doit fournir un système de ventilation balancé, l'échangeur d'air [5, 6, 7]. Pour maintenir les gains d'efficacité énergétique faits durant les 40 dernières années, les codes du bâtiment spécifient l'efficacité minimum de récupération de chaleur que doit atteindre l'appareil utilisé. Dans certains cas, les requis d'efficacité peuvent atteindre 75%. Lorsque des échangeurs d'air avec une efficacité aussi élevée sont utilisés dans un climat

nordique, ils sont propices à la formation du givre à l'intérieur de l'échangeur de chaleur [8].

Les échangeurs d'air, aussi appelés ventilateur récupérateur de chaleur (VRC), utilisés dans les constructions résidentielles récentes d'Amérique du Nord permettent de maintenir une qualité d'air intérieur suffisante pour les occupants tout en réduisant les coûts de chauffage et de climatisation grâce à l'utilisation d'un échangeur de chaleur à plaques dans l'échangeur d'air, tel que montré à la Figure 1.1.



Figure 1.1 Construction typique de ventilateur-récupérateur de chaleur [9]

Sur la Figure 1.1, une vue de coupe d'un échangeur d'air du fabricant vānEE permet de voir l'échangeur de chaleur air-air au centre de l'appareil. Bien que les deux écoulements entrent du même côté de l'appareil, ils se croisent perpendiculairement à l'intérieur puisqu'il s'agit d'un échangeur à courants croisés. La ventilation balancée et forcée par les deux ventilateurs de l'échangeur d'air permet de construire des maisons bien isolées et étanches sans sacrifier la qualité de l'air respiré par les occupants. La fonction de chacun des 4 ports de l'appareil est décrite à la Figure 1.2.

Un appareil de ventilation à débit balancé est un appareil dont le débit entrant et le débit sortant sont égaux. Cela évite de pressuriser ou de dépressuriser l'immeuble favorisant donc soit des fuites ou des infiltrations d'air. Les constructions résidentielles modernes sont étanches à l'air et la vapeur d'eau en utilisant des membranes barrières dans la construction des murs et du toit.

Les échangeurs d'air peuvent être de différents formats et types de construction en fonction de l'endroit où ils seront installés dans l'habitation. Les Figures 1.3 et 1.4 présentent quelques échangeurs d'air résidentiels typiquement utilisés en Amérique du Nord.

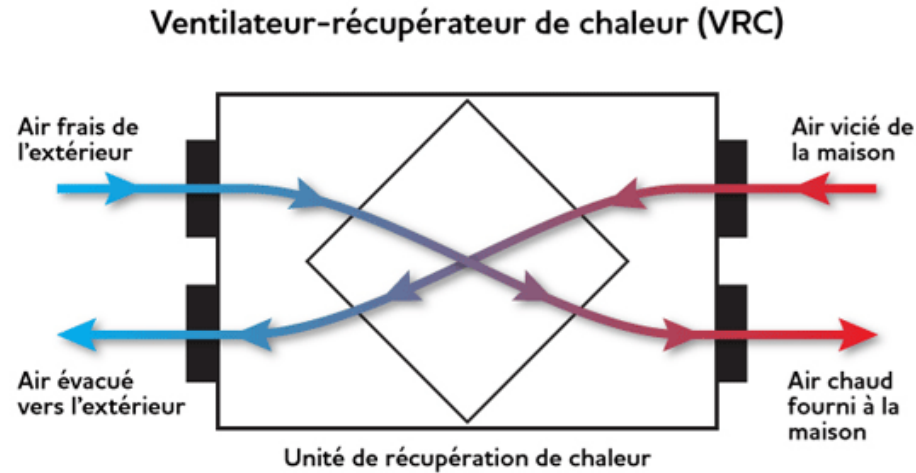
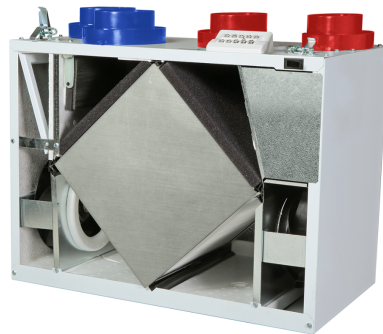


Figure 1.2 Principe de fonctionnement d'un ventilateur-récupérateur de chaleur [10]



(a) RNC5-ES



(b) 205MAX

Figure 1.3 Deux types de ventilateur-récupérateur de chaleur du fabricant LifeBreath [11]

Sur la Figure 1.3a, il est possible de voir qu'il s'agit d'un ventilateur récupérateur de chaleur utilisant un échangeur à plaques à courants croisés. Les volutes et les ventilateurs se trouvent dans les coins inférieurs. Dans les coins supérieurs se trouvent des volets servant à effectuer des cycles de dégivrage. Les ports sur le dessus servent à faire entrer et sortir l'air de l'appareil.

Sur la Figure 1.3b, il est possible de constater que la construction de l'appareil est très similaire à celle de l'appareil de la Figure 1.3a. Cela est normal puisqu'il s'agit d'un autre appareil du même fabricant. Par contre, celui-ci utilise un échangeur à plaques à contre-courant. Pour simplifier la fabrication de ces échangeurs à plaques, une courte zone à courants croisés se trouve avant et après la zone à contre-courant pour pouvoir acheminer l'air dans la section à contre-courant. Cela se voit par la forme hexagonale de la composante au centre du VRC.



Figure 1.4 Ventilateur-récupérateur de chaleur FV-10VEC1 du fabricant Panasonic [12]

L'appareil à la Figure 1.4 est légèrement différent des deux appareils précédents. Les ports se trouvent de chaque côté puisqu'il peut être monté directement au plafond ou même à l'intérieur de celui-ci. Cela est particulièrement adapté pour les habitations à logements multiples où la salle mécanique est souvent de taille très restreinte.

Le Tableau 1.1 ci-dessous présente les résultats des tests de certification requis par le code du bâtiment et effectués par la Home Ventilation Institute (HVI) pour les trois appareils décrits précédemment.

Tableau 1.1 Performance de différents VRC [13]

Appareil	RNC5-ES	205MAX	FV-10VEC1
Débit à 0°C (L.s ⁻¹)	31	47	31
Efficacité à 0°C (%)	65	73	77
Puissance consommée à 0°C (W)	48	60	34
Débit à -25°C (L.s ⁻¹)	33	48	29
Efficacité à -25°C (%)	64	70	84
Puissance consommée à -25°C (W)	66	97	64

Le Tableau 1.1 montre bien que la performance de différents appareils peut varier grandement selon la taille de celui-ci qui dépend du type d'habitation visé. Il est important de mentionner que l'efficacité mesurée inclut les pertes de caisson ainsi que la consommation électrique de l'appareil. La perte de charge de l'échangeur à plaques a donc une influence directe sur l'efficacité tout comme la conception du ventilateur.

1.2 Problématique

Lorsqu'un échangeur d'air comportant un échangeur de chaleur à contre-courant est utilisé dans un climat nordique, la vapeur d'eau contenue dans l'air vicié de la maison peut se condenser et former du givre lors de son passage dans l'appareil sous certaines conditions

d'opération. Lorsque la température extérieure est suffisamment froide, le givre peut se former par déposition sans que de la condensation ne se produise dans l'appareil.

Sur la Figure 1.5a, la surface d'un échangeur à courants croisés est divisée en 3 sections distinctes : la zone sèche, la zone humide où il y a condensation et la zone givrée. La zone givrée se propage à partir du coin froid, c'est-à-dire le coin où d'un côté se trouve l'entrée d'air frais extérieur et de l'autre se trouve la sortie de l'air vicié, refroidi lors de son passage dans l'échangeur de chaleur. Ce coin froid est la zone la plus propice à la formation de givre dans un échangeur de chaleur à courants croisés.

La Figure 1.5b montre que la formation du givre dans un échangeur à contre-courant débute par la ligne où le temps de passage est plus long et l'air vicié humide davantage refroidi. La première section à givrer couvre donc une plus grande section que le coin de l'échangeur à contre-courant. Dans les deux types d'échangeur de chaleur, la formation de givre entre les plaques de l'échangeur peut causer des dommages permanents si celui-ci opère trop longtemps en continu dans de telles conditions.

Ce phénomène de formation de givre est accentué lorsque le climat nordique comporte plusieurs heures ou même plusieurs jours avec une température extérieure inférieure à 0°C. De plus, le nombre d'habitants dans la résidence influence le contenu en vapeur d'eau dans l'air. Plus il y a d'habitants, plus l'air de la maison est humide dû à la respiration, à la cuisson d'aliments et à l'utilisation de la douche, du bain et des lavabos.

Le phénomène est aussi accentué lorsque l'efficacité de l'échangeur de chaleur est très élevée. Plus l'efficacité de cette composante est élevée, plus l'air vicié sera refroidi lors de son passage dans l'appareil en condition hivernale. L'efficacité minimale en termes de récupération de chaleur est régie par les différents codes du bâtiment en vigueur au Canada et aux États-Unis. L'efficacité des appareils est testée et certifiée par le Home Ventilation Institute (HVI). Par exemple, selon le Standard Supplémentaire SB-12 en vigueur en Ontario, l'efficacité minimale d'un ventilateur récupérateur de chaleur doit être de 55 à 75% selon l'efficacité énergétique des autres composantes de la maison telles que les fenêtres, l'isolation des murs, ... [8]. Cette efficacité est mesurée à débits balancés.

Par sa géométrie, l'échangeur de chaleur à contre-courant est plus propice que l'échangeur à courants croisés à la formation de givre sur toute la largeur des surfaces d'échange [14]. Par sa géométrie, l'échangeur à courants croisés givre majoritairement à partir du coin froid. Bien que cela réduise le débit, le coin le plus chaud de l'échangeur givre moins et permet de maintenir un certain débit d'air. À l'inverse, l'échangeur à contre-courant à une température plus uniforme sur toute sa largeur, soit la direction perpendiculaire au sens

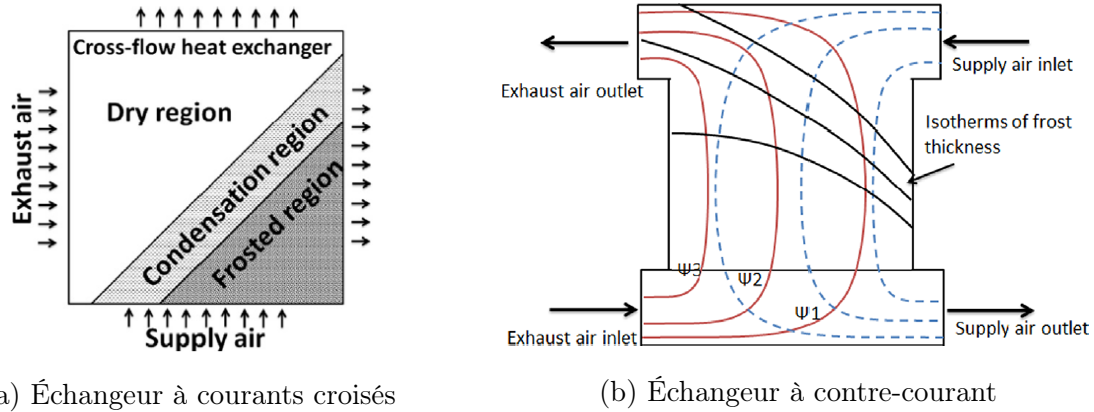


Figure 1.5 Géométrie de la formation du givre dans deux types d'échangeur [14]

de l'écoulement d'air. Cela favorise donc l'accumulation de givre sur un front couvrant toute la largeur de l'échangeur. Cette formation de givre fait en sorte que les pertes de charge augmentent et que le transfert de chaleur diminue, réduisant donc significativement l'efficacité globale de l'appareil de ventilation. Les Figures 1.5a et 1.5b montrent bien la différence entre les deux types d'échangeur lors de la formation du givre.

Pour prévenir la formation de givre dans les appareils, différentes techniques de dégivrage sont utilisées. L'utilisation de ces techniques de dégivrage réduit l'efficacité moyenne de récupération de chaleur de l'échangeur. Certaines techniques réduisent le débit d'air frais fourni à la maison, ce qui réduit la qualité d'air intérieur et augmente les niveaux de contaminants.

Si les techniques de dégivrage fréquemment utilisées réduisent l'efficacité de l'appareil ou la qualité de l'air, la solution proposée par ce projet consiste à optimiser la géométrie de l'échangeur minimisant la formation de glace de manière à réduire l'utilisation de cycles de dégivrage tout en maintenant des performances acceptables en conditions normales.

1.3 Question de recherche

La problématique décrite précédemment a permis de formuler la question de recherche suivante à laquelle ce projet de recherche tentera de répondre : *Comment optimiser la géométrie d'un échangeur de chaleur air-air à contre-courant résidentiel afin de minimiser la perte d'efficacité et la diminution de la qualité d'air intérieur liées à la formation du givre lors d'une utilisation dans des conditions hivernales ?*

1.4 Objectifs du projet de recherche

L'objectif général de ce projet de recherche est de modéliser la formation du givre afin de quantifier l'impact de l'espacement des plaques de l'échangeur de chaleur à contre-courant et minimiser la formation de glace tout en maximisant le transfert de chaleur en conditions hivernales dans un échangeur de chaleur air-air à contre-courant.

Pour atteindre l'objectif général, il est pertinent de formuler des objectifs spécifiques à atteindre :

- Comprendre les phénomènes de changement de phase.
 - Formation de givre par déposition
- Comprendre comment la glace peut être modélisée.
 - Porosité, densité, diffusivité de la vapeur d'eau dans la glace, etc.
- Développer un modèle numérique 1D de formation de givre sur une plaque froide et le valider.
- Étendre le modèle 1D à une géométrie simplifiée d'échangeur de chaleur à plaques parallèles en 2D.
- Développer un banc de test expérimental permettant de caractériser la croissance du givre sur une plaque froide pour pouvoir valider le modèle dans des conditions différentes de celles disponibles dans la littérature.

1.5 Contribution originale

Ce projet de recherche propose un modèle de formation du givre par densification et croissance appliqué à une géométrie 2D dans un régime transitoire. Ce modèle est stable dans le cas d'un échangeur de chaleur à contre-courant. Le blocage partiel de l'échangeur dû à la formation de givre influence le débit d'air vicié évacué en incluant la courbe de performance d'un ventilateur dans le modèle 2D.

1.6 Plan du document

Ce mémoire présentera de manière structurée une revue de l'état de l'art au Chapitre 2 divisée en plusieurs sections soit la ventilation et la qualité de l'air, la formation du givre dans les échangeurs de chaleur, les techniques de dégivrage utilisées en ventilation puis la modélisation du givre dans les échangeurs d'air. Le Chapitre 3 portera d'abord sur les méthodes numériques utilisées pour modéliser la formation du givre. Dans ce chapitre, un modèle 1D sera validé en utilisant des données expérimentales disponibles dans la littérature. Une fois ce modèle validé, l'extension de celui-ci à une géométrie en deux dimensions ainsi que le fonctionnement de l'algorithme seront détaillés. Ce chapitre se

conclura par la présentation du montage expérimental élaboré pour valider le modèle de formation de givre dans des conditions plus spécifiques à la problématique de recherche. Finalement, le Chapitre 4 portera sur les résultats obtenus à l'aide de ces simulations numériques et de ce montage. Le mémoire se termine par les conclusions principales ainsi que des perspectives de recherches futures au Chapitre 5.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

2.1 Ventilation et qualité de l'air

Lorsque l'air vicié humide est refroidi dans l'échangeur d'air lorsqu'il est utilisé dans un climat sous le point de congélation, la vapeur d'eau est refroidie au point qu'il existe trois régions distinctes sur les plaques de l'échangeur : la région sèche, la région de condensation et la région givrée [14]. L'accumulation du givre peut causer le blocage partiel ou complet des canaux de l'échangeur où l'air circule [15]. Cela a pour conséquence d'augmenter la perte de charge de l'échangeur et de réduire le débit d'air vicié sortant de la maison. Ce phénomène a donc un impact négatif sur la qualité d'air intérieur [16, 17]. L'augmentation de la perte de charge de l'échangeur de chaleur a aussi pour effet d'augmenter les coûts d'opération du ventilateur de l'appareil [18].

En 1973, la première publication du Standard ASHRAE 62 exigeait une ventilation minimum de 2.5 l/s par personne et plus dans certains endroits. Ce taux minimum est ensuite passé à 7.5 l/s en 1981. Sundell et *al.* [19] conclurent qu'une augmentation du taux de ventilation jusqu'à 25 l/s permettrait de diminuer la prévalence des symptômes du syndrome du bâtiment malsain (Sick building syndrom, SBS) et qu'une ventilation forcée au-delà de 0.5 changement d'air par heure est nécessaire pour réduire de manière significative les risques de réactions allergiques aux polluants intérieurs et d'asthme.

Aujourd'hui, la norme ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2013 [5], requiert un apport d'air frais de 2.5 l/s par personne dans les résidences. Ce taux peut sembler inférieur aux exigences de la révision de 1973. Cependant une modification majeure à la méthode de calcul est entrée en vigueur dans la révision de 2001 de la même norme et fait en sorte que le débit requis d'air frais est demeuré similaire. Cet apport en air frais permet de maintenir un taux d'oxygène suffisamment élevé et des taux de polluants assez faibles. Il n'est cependant pas suffisant de quantifier l'apport en air frais, il faut aussi le distribuer efficacement dans les aires où les habitants d'une résidence passent la plus grande partie du temps, soit les aires communes et les chambres à coucher.

2.2 Formation du givre dans l'appareil

La formation du givre dans l'échangeur à plaques ne fait pas que réduire le débit d'air vicié sortant. Elle a aussi pour effet de réduire la récupération de chaleur dû à l'augmentation de la résistance par conduction [20]. La Figure 2.1 illustre le procédé appliqué à l'air lors de son passage dans l'échangeur d'air à l'aide d'une charte psychrométrique.

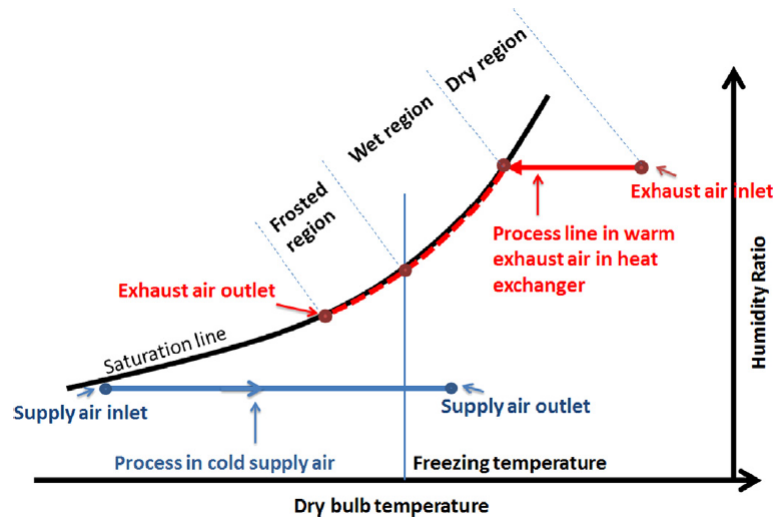


Figure 2.1 Processus de formation du givre d'après [14]

L'air frais provenant de l'extérieur, en bleu sur la Figure 2.1, se réchauffe lors de son passage dans l'échangeur de chaleur et seulement sa température varie. À l'inverse, la courbe rouge montre le refroidissement de l'air vicié qui est relativement humide, environ 50% d'humidité relative, provenant de l'intérieur de la maison. Lorsque cette courbe atteint la ligne de saturation sur la charte psychrométrique, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense d'abord puis gèle si l'air extérieur est suffisamment froid.

Dans certains cas le givre peut être visible entre les plaques d'un échangeur à plaques ou entre les couches de membranes d'un échangeur enthalpique comme le montre la Figure 2.2. Sur cette figure, il est possible d'observer que les deux couches de givres bloquent presque complètement le canal où l'air vicié est évacué.

Les effets de la formation du givre à l'intérieur des échangeurs de chaleur ont été quantifiés par Beattie et *al.* [17] qui ont testé différents échangeurs de chaleur à plaques dans des conditions hivernales et une réduction du débit d'air vicié évacué allant jusqu'à 30% en moins de 120 minutes a été observée. Lors du même test, une diminution de l'efficacité de récupération de chaleur sensible d'environ 10% a été mesurée. Pour diminuer les impacts négatifs de la formation du givre, les techniques suivantes sont employées dans la ventilation résidentielle.

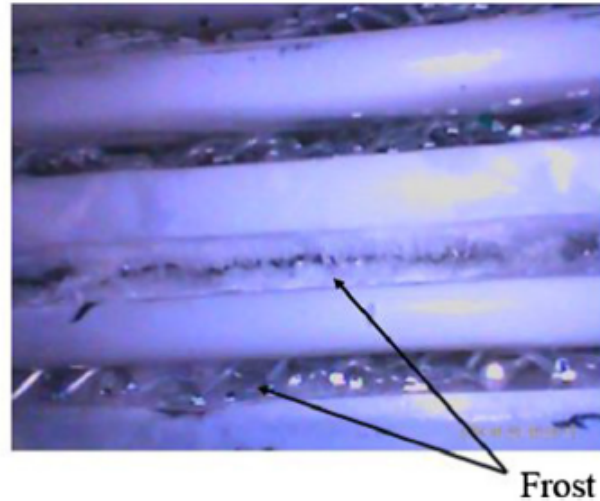


Figure 2.2 Givre à la sortie de l'air vicié d'un échangeur enthalpique [21]

2.3 Techniques de dégivrage et de prévention du givre

Pour ne pas endommager l'appareil et diminuer ses performances par la formation du givre, des cycles de dégivrage utilisés périodiquement ou déclenchés selon un ou plusieurs critères peuvent être utilisés. Ces cycles de dégivrage interrompent le mode d'opération normal de l'échangeur d'air. Il est aussi possible d'utiliser des stratégies de prévention du givre qui permettent un fonctionnement de l'appareil en continu malgré des températures extérieures sous 0°C . Ces deux approches sont détaillées dans la section ci-dessous.

L'air frais de l'extérieur peut être préchauffé en amont de l'échangeur dans le système de ventilation. Bien que cette méthode assure des débits constants d'air frais entrant et d'air vicié sortant, cela requiert de l'énergie et diminue le potentiel de récupération de chaleur. Cette méthode est la plus pénalisante d'un point de vue récupération d'énergie et peut être coûteuse en fonction du prix de l'énergie [18]. Le préchauffage de l'air frais peut être activé lorsque la température de l'air vicié à la sortie de l'échangeur atteint un critère de température prédéterminé comme le point de congélation de l'eau. Une autre stratégie possible est de mesurer la perte de charge de l'échangeur et d'utiliser cette donnée comme critère d'activation du préchauffage [16]. Le préchauffage de l'air frais peut donc être utilisé pour prévenir le givre ou éliminer une accumulation de givre.

Pour éviter la formation de givre, un volet de contournement peut aussi être utilisé pour qu'une partie du débit d'air frais ne passe pas dans l'échangeur de chaleur et se mélange de nouveau à l'écoulement d'air à la sortie de l'échangeur de chaleur. Cette approche nécessite aussi une méthode pour réchauffer l'air afin d'atteindre une température confortable aux bouches d'air frais. Cette technique réduit elle aussi le potentiel de récupération

d'énergie [22]. Cette méthode est peu utilisée dans les appareils résidentiels puisqu'elle nécessite davantage de pièces mobiles et que l'espace machine est très limité contrairement aux systèmes commerciaux et industriels. Selon Zhang et *al.* [23], lorsqu'un ventilateur récupérateur de chaleur est utilisé dans un climat froid, seul un critère de température est nécessaire pour déclencher le passage en mode de dégivrage. Par exemple, un ventilateur récupérateur d'énergie qui récupère à la fois l'humidité et la chaleur utilise un cycle de dégivrage lorsque la température extérieure est inférieure à -10°C . Le ventilateur récupérateur de chaleur étudié par Zhang et *al.* [23] effectuait un cycle de dégivrage de 6 minutes par heure entre -5°C et -15°C et 6 minutes par 32 minutes d'opération entre -15°C et -32°C . La fréquence de ces cycles de dégivrage ainsi que leur durée varient donc en fonction de la température extérieure. Cependant cela n'est pas optimal puisque en fonction de certains paramètres, tel que le contenu en vapeur d'eau dans l'air vicié, le passage en mode dégivrage pourrait être retardé afin de maintenir une meilleure ventilation et une plus grande efficacité plus longtemps.

Le dégivrage par recirculation de l'air chaud de la maison dans l'appareil est la méthode de dégivrage la plus néfaste pour la qualité d'air intérieure puisque pendant plusieurs minutes par heure, aucun apport d'air frais n'est fourni aux occupants. Par contre, selon la comparaison des techniques de dégivrage effectuée par Phillips et *al.* [24], cette méthode est la mieux adaptée aux climats les plus froids.

Dans certains cas, les débits de ventilation sont débalancés en réduisant le débit d'air frais en faisant varier les vitesses des ventilateurs sans avoir recours à des volets de contournement [14]. Cela a pour effet de moins refroidir l'air vicié lors de son passage dans l'échangeur de chaleur et ainsi éviter de refroidir l'air sous son point de rosée réduisant donc la condensation et la formation du givre. Une autre méthode consiste à réduire l'efficacité de récupération en bloquant une partie de l'échangeur [25] tel qu'illustré à la Figure 2.3.

Sur la Figure 2.3, on peut observer que le mécanisme utilisé pour bloquer une partie de l'entrée d'air frais est mobile. Cela permet de dégivrer tous les passages d'air vicié, une section à la fois, sans interrompre l'apport d'air frais. Les vitesses des écoulements étant plus élevées, l'efficacité diminue et cela réduit la formation du givre dans les sections qui ne sont pas bloquées par le mécanisme mobile. En opérant l'échangeur d'air avec un blocage partiel de l'entrée d'air frais, cela augmente la perte de charge et diminue le débit d'air frais fourni à la maison. Un débit d'air vicié supérieur au débit d'air frais favorise les infiltrations d'air froid dans la maison.

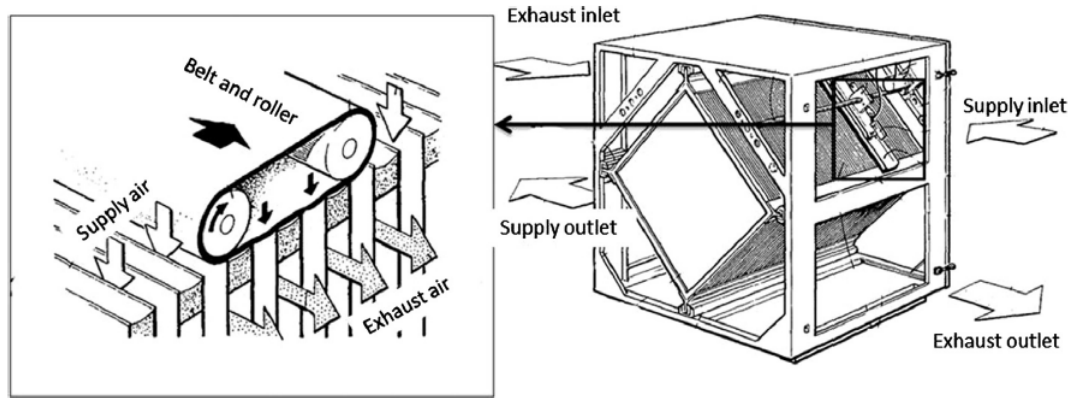


Figure 2.3 Dégivrage par blocage partiel de l'entrée d'air frais d'après [25]

L'utilisation de deux échangeurs de chaleur en alternance est une configuration permettant de dégivrer un échangeur pendant que l'autre maintient un apport en air frais. Cette méthode est cependant très coûteuse, volumineuse et nécessite des jeux de volets supplémentaires. Un prototype a été testé à un débit de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ par [26]. En utilisant les deux côtés simultanément, l'efficacité de récupération de chaleur était de 82% et de 88% dans des conditions sous le point de congélation en utilisant le système de dégivrage tel que celui présenté à la Figure 2.4.

Pour prévenir ou minimiser la formation de givre dans les climats froids, des échangeurs enthalpiques à membrane sont parfois utilisés. Ceux-ci permettent de récupérer non seulement la chaleur de l'air vicié, mais aussi la vapeur d'eau. La membrane utilisée au lieu des plaques de l'échangeur est perméable à la vapeur d'eau. En transférant une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air vicié à l'air frais, il est possible d'utiliser ces échangeurs avec une température extérieure plus froide ou une humidité plus élevée à l'intérieur de la maison avant que du givre ne se forme dans l'appareil en comparaison avec les échangeurs à plaques. Liu et *al.* [21] ont développé un modèle numérique pour déterminer les conditions limites d'opération d'un échangeur à membrane à contre-courant. Ce modèle a été validé avec des données expérimentales et l'étude paramétrique a révélé que le débit d'air, la température de l'air vicié et l'espacement des canaux ont moins d'influence sur les conditions limites d'opération que la perméabilité à la vapeur d'eau de la membrane. Selon les auteurs, de nouvelles membranes dont la perméabilité à la vapeur d'eau est plus élevée seront nécessaires pour pouvoir opérer en continu sans formation de givre tout en maintenant une humidité relative confortable à l'intérieur des maisons.

L'utilisation de traitement de surface sur les plaques de l'échangeur permet de rendre les plaques davantage hydrophiles. Cela favorise l'écoulement du condensat. Il est alors

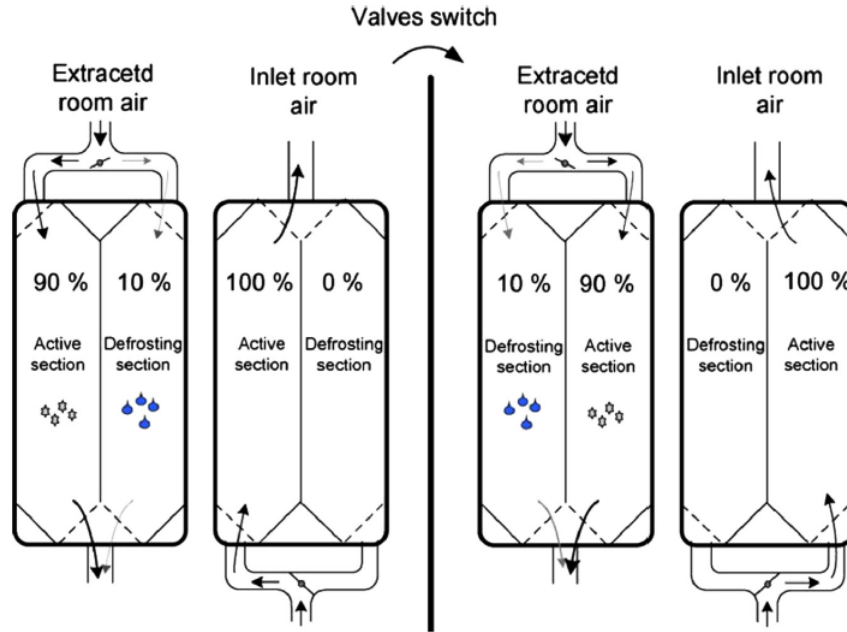


Figure 2.4 Prévention du givre à l'aide d'échangeurs de chaleur utilisés en alternance d'après [26]

possible de retarder légèrement l'utilisation des cycles de dégivrage. Ceci est un avantage puisque la plupart de ces cycles et méthodes sont pénalisants sur l'efficacité énergétique et/ou sur la qualité d'air intérieur [14], [27].

Les échangeurs de chaleur air-air ne sont pas les seules composantes à être affectées par la formation du givre en conditions hivernales. L'utilisation de pompes à chaleur pour le chauffage est une utilisation favorisant la formation du givre sur celles-ci. Le dégivrage alors nécessaire diminue l'efficacité globale de l'appareil. Les techniques de dégivrage des pompes à chaleur peuvent être divisées en deux grandes catégories, soit celles utilisant un traitement de surface et celles sans traitement de surface. Ces traitements de surface modifient la tension de surface. Certains types de traitement de surface rendent la surface hydrophile ou alors que d'autres types de traitement rendent la surface hydrophobe.

Pour comprendre l'effet du traitement de surface et de l'angle de contact de la goutte d'eau sur la formation du givre, le cycle de dégivrage et la quantité d'eau résiduelle sur les surfaces, Kim et *al.* [1] ont élaboré un montage expérimental tel que présenté à la Figure 2.5. Une chambre climatique est utilisée pour conditionner un écoulement d'air en circuit fermé. Une section de test comprenant des ailettes dont la base est refroidie ou réchauffée par un mélange d'éthylène glycol et d'eau distillée pour provoquer la formation de givre et le dégivrage de l'ailette. Un endoscope rigide de 4 mm de diamètre muni d'un capteur CCD a été utilisé pour obtenir des images de la couche de givre sur les ailettes dans la

zone de test. L'épaisseur du givre a été mesurée à l'aide d'un micromètre numérique et la température de la surface à l'aide d'une caméra infrarouge. Les conditions dans lesquelles les mesures ont été réalisées sont listées dans le Tableau 2.1.

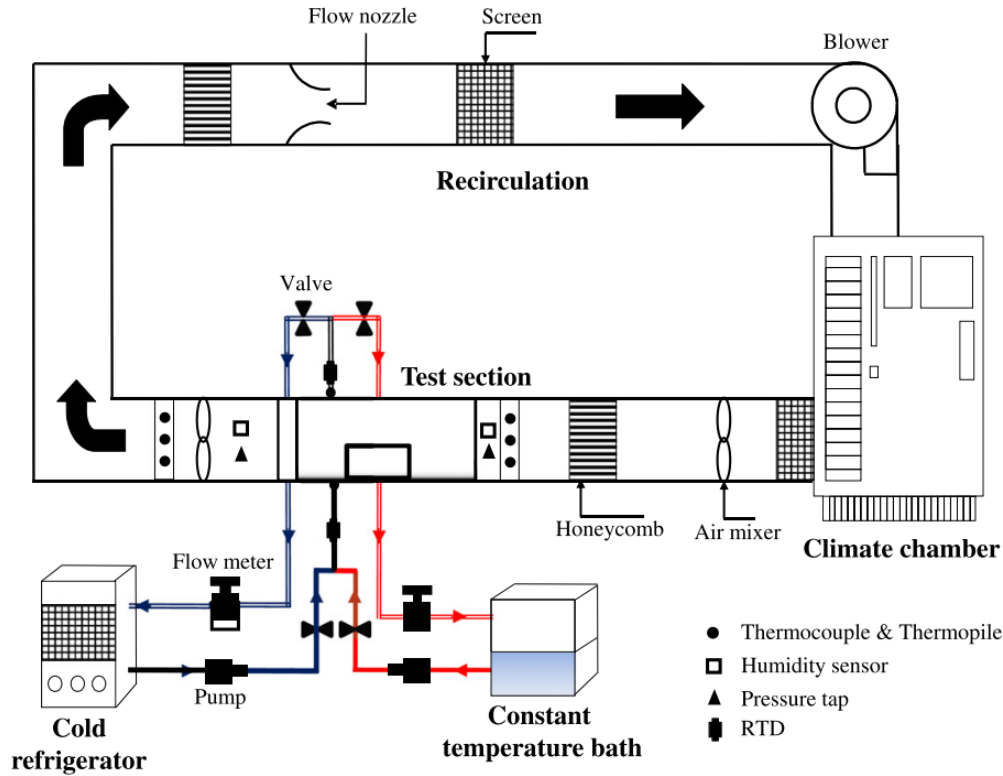


Figure 2.5 Montage expérimental développé par [1] pour l'étude de la formation de givre sur des ailettes

Tableau 2.1 Paramètres de l'expérimentation de [1] sur la formation du givre sur des ailettes

Température de l'air ($^{\circ}\text{C}$)	2 à 6
Ratio d'humidité de l'air (g.kg^{-1})	2.54 à 4.18
Vélocité de l'écoulement d'air (m.s^{-1})	1.0 à 2.0
Température à la base de l'ailette ($^{\circ}\text{C}$)	-10 à -18
Angle de contact ($^{\circ}$)	2.5, 75 et 142

La Figure 2.6 montre les angles de contact pour les différents traitements de surface utilisés dans le montage expérimental de Kim et *al.* [1].

À la Figure 2.6, la goutte d'eau avec un angle de contact de 2.5° montre bien qu'une surface hydrophile sera couverte d'un film d'eau plus mince que celui d'une surface hydrophobe dont l'angle de contact des gouttes est de 142° . Les résultats de Kim et *al.* [1] montrent que le traitement hydrophile est le plus approprié puisqu'il minimise l'épaisseur de la couche de givre par rapport au traitement hydrophobe et à la surface



Figure 2.6 Angle de contact θ_s pour différents traitements de surface. De gauche à droite : hydrophilique $\theta_s = 2.5^\circ$; nu $\theta_s = 75^\circ$ et hydrophobique $\theta_s = 142^\circ$ [1]

nue. De plus, à la fin du cycle de dégivrage, la masse d'eau résiduelle sur les ailettes hydrophiliques est de 4 à 5 fois moindre que pour les autres types de surface.

2.4 Modélisation du givre

La formation du givre peut être divisée en trois phases soit la phase de croissance cristalline, la croissance de la couche de givre et la croissance complète de la couche de givre. La croissance cristalline est le processus où la première couche mince de cristaux verticaux croît sur la surface. Durant la croissance de la couche de givre, les cristaux verticaux se connectent les uns aux autres et le givre prend une apparence plus uniforme. À cette étape, la densification et la croissance tridimensionnelle se produisent simultanément. Durant la croissance complète de la couche de givre, l'apparence du givre varie très peu. Cependant, la conductivité thermique de celui-ci diminue jusqu'à ce que la couche supérieure du givre atteigne 0°C si cette formation a lieu à une température ambiante au-dessus du point de congélation. À ce moment, la couche de givre se met à fondre et les pores se remplissent d'eau [28].

Puisque la majorité de la croissance du givre se produit pendant la phase de croissance du givre, des modèles ont été développés pour lier la densité du givre à d'autres caractéristiques comme la température de la surface froide, la porosité du givre, le nombre de Reynolds et la conductivité thermique durant cette phase. La plupart de ces corrélations sont empiriques ou semi-empiriques [29, 30, 31]. Des corrélations pour les différents paramètres importants de la modélisation du givre sont présentés ci-dessous.

2.4.1 Corrélation pour l'épaisseur de givre

Des résultats expérimentaux obtenus sur un tube refroidi dans un écoulement d'air par Scheinder [32] lui ont permis de vérifier l'hypothèse selon laquelle l'épaisseur de la couche de givre est indépendante du nombre de Reynolds. Il a aussi conclu que le gradient de température entre la surface froide et la couche supérieure du givre est un paramètre clé dans la modélisation de la croissance du givre. Dans ce modèle, ce gradient est considéré comme étant linéaire. Selon l'auteur, la croissance de la couche de givre est due à la

déposition de la vapeur d'eau sur l'extrémité des cristaux de glace. Pour que ce changement de phase se produise, les cristaux doivent conduire la chaleur par le gradient entre leurs bases et leurs extrémités. L'Équation 2.1 est la corrélation proposée par Schneider pour l'épaisseur du givre (voir dans [33]) :

$$\delta_{Schneider} = 0.465 \cdot \left(\frac{k_f}{h_{sub}} \cdot (T_f - T_p) \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{t}{1h} \right)^{-0.03} \cdot \left(\frac{T_f - T_m}{1K} \right)^{0.01} \times \left(\frac{p - p_{f,sat}}{p_{sat} - p_{f,sat}} \right)^{0.25} \cdot F_t \quad (2.1)$$

$$F_t = 1 + 0.052 \cdot \frac{T_f - T_m}{T_m - T_p} \quad (2.2)$$

où k_f (W.m⁻¹.K⁻¹) est la conductivité thermique du givre, h_{sub} (J.kg⁻¹) la chaleur spécifique de sublimation de la glace, T_f (°C) la température à la surface du givre, T_p (°C) la température de la paroi froide, t (h) le temps, T_m (°C) le point de fusion de la glace, p (Pa) la pression partielle de vapeur d'eau, p_{sat} (Pa) la pression de saturation de la vapeur dans l'air humide, $p_{f,sat}$ (Pa) la pression de saturation de la vapeur à la température de la surface du givre et F_t un paramètre adimensionnel.

Selon Lee et *al.* [34], le transfert de chaleur (sensible et latente) se produit grâce à la différence de température entre l'air humide et la surface givrée. La diffusion de la vapeur d'eau est assumée être dans la direction normale à la plaque froide seulement. L'Équation 2.3 exprime cette diffusion :

$$D \frac{d^2 \rho_w}{dx^2} = \alpha_f \rho_w \quad (2.3)$$

$$\alpha_f = D \cdot \left[\frac{1}{x_f} \cosh^{-1} \left\{ \frac{\rho_{w,sat}(T_f)}{\rho_{w,sat}(T_p)} \right\} \right]^2 \quad (2.4)$$

$$\rho_w(x) = \rho_{w,sat}(T_p) \cosh \gamma x \quad (2.5)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{\alpha_f}{D}} \quad (2.6)$$

où D (m².s⁻¹) est le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air, ρ_w (kg.m⁻³) la densité de la vapeur d'eau dans la couche de givre, $\rho_{w,sat}(T_f)$ (kg.m⁻³) la densité de la vapeur d'eau à saturation à température à la surface du givre, $\rho_{w,sat}(T_p)$ (kg.m⁻³) la

densité de la vapeur d'eau à saturation à la température de la paroi froide, x (m) la distance normale entre un point donné dans la couche de givre et la plaque froide, α_f (s^{-1}) est un coefficient d'absorption.

En connaissant la distribution de la densité de vapeur d'eau à l'intérieur de la couche de givre, la quantité d'eau absorbée par le givre est obtenue à l'aide de l'Équation 2.7 :

$$\dot{m}_f'' = D \left. \frac{d\rho_w}{dx} \right|_{f,s} = \int_{x=0}^{x=x_f} \alpha_f \rho_w dx \quad (2.7)$$

où \dot{m}_f'' ($kg.s^{-1}.m^{-2}$) est le flux massique par unité de surface de vapeur d'eau diffusée dans la couche de givre et qui augmente simultanément l'épaisseur et la densité du givre. Si la densité du givre est connue, l'épaisseur de la couche est alors donnée par l'Équation 2.8 :

$$\delta_f \Big|_{t+\Delta t} = \delta_f \Big|_t + \frac{\dot{m}_x''}{\rho_f} \Big|_t \Delta t \quad (2.8)$$

où Δ_t (s) le pas de temps et \dot{m}_x'' ($kg.s^{-1}.m^{-2}$) est le flux massique par unité de surface de vapeur d'eau diffusée dans la couche de givre et qui contribue uniquement à l'augmentation de l'épaisseur.

Une approche très similaire a été proposée par Hermes et *al.* [35], mais celle-ci diffère principalement dans l'approche utilisée pour modéliser la densification du givre. Dans les deux cas, des valeurs initiales d'épaisseur et de densité sont nécessaires pour résoudre les équations (voir [33]).

2.4.2 Corrélation pour la densité du givre

Lee et *al.* [34] ont proposé l'Équation 2.9 pour modéliser la densification du givre en fonction du flux de vapeur d'eau qui se diffuse dans la couche de givre :

$$\rho_f \Big|_t + \Delta t = \rho_f \Big|_t + \frac{\dot{m}_\rho''}{x_f} \Big|_t \Delta t \quad (2.9)$$

où ρ_f ($kg.m^{-3}$) est la densité du givre, \dot{m}_ρ'' ($kg.s^{-1}.m^{-2}$) le flux massique par unité de surface de vapeur d'eau diffusée dans la couche de givre et qui contribue uniquement à la densification.

L'Équation 2.9 permet de déterminer une densité moyenne de la couche de givre contrairement à la densité de la vapeur d'eau qui est connue localement sur toute l'épaisseur de la couche.

Hermes et *al.* [35] ont proposé une corrélation basée sur des résultats expérimentaux obtenus dans un écoulement d'air à une température de 16 à 22 °C, une humidité relative de 50% à 80% et une température de plaque froide de -5 à -15°C pour un total de 12 conditions différentes :

$$\rho_f = a \cdot \exp(b \cdot T_f + c \cdot T_p) \quad (2.10)$$

où T_f et T_p sont exprimés en kelvins. Les coefficients $a = 207.3$, $b = 0.266$ et $c = 0.0615$ ont été obtenus par la méthode des moindres carrés à partir des données expérimentales [35].

Cette relation nécessite la température de la plaque froide et de la surface du givre. Selon Hermes et *al.* [35], cette corrélation prédit mieux l'évolution de la densité du givre que la corrélation proposée par Hayashi et *al.* [28] tel que présenté à l'Équation 2.11 :

$$\rho_f = 650 \cdot \exp(0.277 \cdot T_f) \quad (2.11)$$

La corrélation empirique de l'Équation 2.11 dépend seulement de la température à la surface du givre. Kandula [36] a proposé une nouvelle corrélation empirique en incluant la température de la paroi et le nombre de Reynolds de l'écoulement d'air :

$$\frac{\rho_f}{\rho_i} = 0.5 \cdot \theta \cdot \exp\left\{ - [c_1 + c_2(1 - \theta)](1 - \xi^{0.5}) \right\} \quad (2.12)$$

$$\theta = \frac{T_f - T_p}{T_m - T_p} \quad (2.13)$$

$$\xi = \frac{Re}{Re_c} \quad (2.14)$$

où ρ_i (kg.m⁻³) est la densité de la glace, θ (—) la température adimensionnelle de la surface du givre, Re (—) est le nombre de Reynolds associé à l'écoulement d'air, Re_c (—) est le nombre de Reynolds critique pour la transition laminaire-turbulente et les coefficients $c_1 = 0.376$ et $c_2 = 1.5$.

Contrairement aux deux modèles précédents qui nécessitent de connaître la température à la surface du givre pour calculer la densité du givre, le modèle proposé par Hosoda et Uzuhashi [37] ne dépend pas de ce paramètre :

$$\rho_f = 340|T_p|^{-0.445} + 85 \cdot u_a \quad (2.15)$$

où T_p (°C) est la température de la paroi froide exprimée et u_a (m.s⁻¹) est la vitesse moyenne de l'écoulement d'air.

Une analyse entre des données expérimentales, un modèle uniforme et un modèle distribué de la densité du givre a montré que le modèle uniforme peut prédire correctement l'épaisseur du givre sur une surface froide. Par contre, la densité du givre selon ce modèle était surestimée par rapport aux données expérimentales et au modèle distribué. Cette erreur sur la densité peut mener à une erreur sur la conductivité thermique selon le modèle utilisé pour cette caractéristique [30].

2.4.3 Corrélation pour la conductivité thermique du givre

Différentes corrélations existent dans la littérature et sont corrélées avec des paramètres tels que la densité du givre, le temps, la porosité du givre, la température de la paroi froide, l'humidité relative et la vitesse de l'écoulement d'air. Zendehboudi et *al.* [38] ont recensé les différents modèles et leur plage de validité dans le Tableau 2.2. Les mêmes auteurs ont aussi répertorié les formes fonctionnelles les plus fréquemment utilisées pour exprimer ces corrélations. Ces formes fonctionnelles sont présentées dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.2 Plage des paramètres utilisés pour les corrélations donnant la conductivité thermique du givre, d'après [38]

Corrélation	T_p (° C)	T_a (° C)	ϕ_a (%)	u_a (m.s ⁻¹)	ρ_f (kg.m ⁻³)	Géométrie
Yonko et Sepsy [39]	-30 à -10	20 à 25	N/A	N/A	<573	Plaque plane
Brian et <i>al.</i> [40]	-17 à -9	1 à 34	13.3-67	4-10	<250	Plaque plane
Sanders [41]	-22 à 11	-10 à 0	N/A	4-9	<500	Plaque plane
Ostin et Andersson [42]	-19.9 à -6.5	20.3 à 21.1	31.1-75.1	3	<650	Plaques parallèles
Lee et <i>al.</i> [43]	-15	25	N/A	0.5-2	<400	Plaque plane
Sturm et <i>al.</i> [44]	-77.1 à -1	N/A	N/A	N/A	<600	Plaque plane
Kim et <i>al.</i> [45]	-25 à -15	15 à 25	60-80	1-3	<250	Plaque plane
Negrelli et Hermes [29]	-30 à -4	-	-	-	-	Plaque plane
Negrelli et <i>al.</i> [46]	-23 à -7	-3.5 à -1.5	70 à 80	1.2-2.2	<327	Plaques parallèles

Dans le Tableau 2.2, T_a (°C) la température de l'air, ϕ_a (%) l'humidité relative de l'air.

Tableau 2.3 Corrélations pour la conductivité thermique du givre d'après [38]

No.	Forme fonctionnelle	Nombre de paramètres d'entrée	Paramètres/Variables d'entrée
1	$k_f = a_1 + a_2\rho_f + a_3\rho_f$	1	ρ_f
2	$k_f = a_1\rho_f^2$	1	ρ_f
3	$k_f = a_1 + a_2\rho_f$	1	ρ_f
4	$k_f = a_1k_i\left(\frac{k_a}{k_i}\right)^{a_2\epsilon}$	1	ϵ
5	$k_f = a_1T_p^{a_2} + a_3\rho_fT_p^{a_4}$	2	ρ_f, T_p
6	$k_f = \frac{a_1 \cdot 10^{a_2}\rho_f^{0.7}t^{a_3}(1000\phi_a)^{a_4}}{a_5 - a_6u_a + a_7u_a^2}$	4	ρ_f, t, ϕ_a, u_a

Dans le Tableau 2.3, a_1 , a_2 , a_3 et a_4 sont des coefficients à déterminer et ϵ (–) est la porosité du givre.

Yonko et Sepsy [39] ont proposé la corrélation suivante basée uniquement sur la densité du givre :

$$k_f = 2.422 \cdot 10^{-2} + 7.214 \cdot 10^{-4}\rho_f + 1.1797 \cdot 10^{-6}\rho_f^2 \quad (2.16)$$

Brian et *al.* [40] ont utilisé un montage expérimental comprenant une plaque de cuivre refroidie à l'azote liquide soumise à un écoulement d'air dans une soufflerie. En mesurant l'épaisseur du givre, le flux de chaleur et la température à la surface du givre, ils ont pu calculer la conductivité thermique de celui-ci. Cette corrélation empirique est donnée par l'Équation 2.17 :

$$k_f = 2.401 \cdot 10^{-5}T_p^{1.272} + 3.921 \cdot 10^{-8}\rho_fT_p^{1.74} \quad (2.17)$$

Tout comme Yonko et Sepsy [39], Brian et *al.* [40] ont utilisé la densité du givre comme paramètre d'entrée, mais ils ont aussi tenu compte de la température à la surface du givre. L'ajout de ce paramètre ne pose généralement pas de problème lors de son utilisation dans un modèle prédictif de formation du givre puisqu'il s'agit généralement d'une donnée connue du problème à modéliser.

Sanders [41] a considéré le givre comme une matrice poreuse de glace et d'air pouvant prendre différentes structures. Cette structure peut être composée de couches de glace et d'air qui conduisent la chaleur en parallèle ou en série. Elle peut aussi être une combinaison des deux. En supposant que le givre est une combinaison de ces deux structures, il a

déterminé à l'aide de données disponibles dans la littérature le rapport des deux types de structure sous ces conditions. Avec ce paramètre connu et les données expérimentales sur la conductivité thermique et la densité du givre, il a établi la corrélation présentée à l'Équation 2.18 :

$$k_f = 1.202 \cdot 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (2.18)$$

Ostin et Anderson [42] ont proposé l'une des rares corrélations disponible dans la littérature spécifique à la formation du givre entre des plaques parallèles :

$$k_f = -8.71 \cdot 10^{-3} + 4.39 \cdot 10^{-4} \rho_f + 1.05 \cdot 10^{-6} \rho_f^2 \quad (2.19)$$

Les coefficients utilisés dans l'Équation 2.19 ont été obtenus à l'aide de données expérimentales provenant de manipulations sur des plaques parallèles.

Lee et *al.* [43] ont eux aussi proposé une corrélation pour la conductivité thermique du givre dépendant uniquement de la densité de celui-ci tel que présenté à l'Équation 2.20 :

$$k_f = 0.132 + 3.13 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_f + 1.6 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_f^2 \quad (2.20)$$

Parmi tous les modèles recensés par Zendehboudi et *al.* [38], celui proposé par Kim et *al.* [45] est le seul qui tient compte de plusieurs paramètres de l'écoulement d'air :

$$k_f = \frac{8.5 \cdot 10^{-3} \rho_f^{0.7} t^{0.01} (1000 \phi_a)^{0.3}}{1.66 - 0.205 u_a + 4.5 \cdot 10^{-2} u_a^2} \quad (2.21)$$

Negrelli et Hermes [29] ont aussi considéré le givre comme une matrice composée de lattes de glace en parallèle ou en série avec des couches d'air comme le montre la Figure 2.7. Le givre peut aussi être constitué d'un mélange de ces deux structures dont les propriétés dépendent de la proportion de chacune des structures.

À la Figure 2.7, les colonnes de glace peuvent être modélisées par des résistances par conduction en parallèles alors que les plaques de glace horizontales peuvent être modélisées par des résistances par conduction en série. Le givre composé de résistances en parallèle est celui dont la conductivité thermique est la plus élevée alors que le givre composé de plaques horizontales est celui dont la conductivité thermique est la plus faible. En analysant des données expérimentales disponibles dans la littérature, Negrelli et Hermes [29] ont conclu que la structure du givre tend à être un mélange de structures en parallèle et en série avec une plus grande proportion de structures en parallèle.

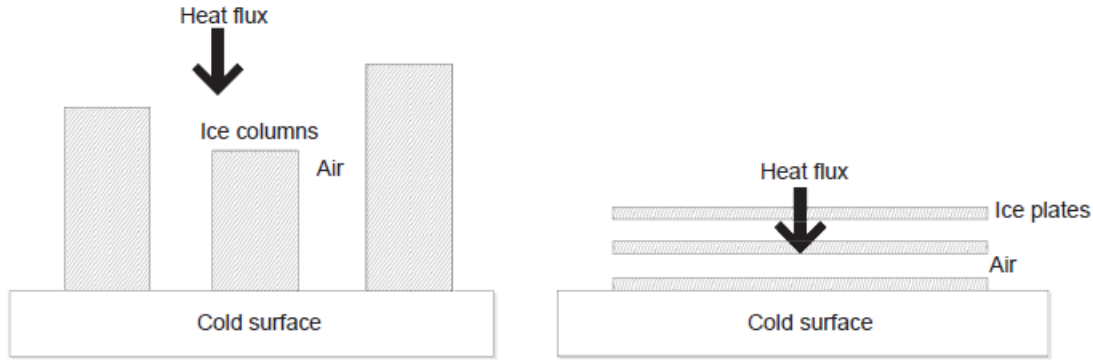


Figure 2.7 Schéma de résistance par conduction du givre en parallèle et en série d'après [29]

La corrélation présentée à l'Équation 2.22 peut être utilisée avec trois ensembles différents de coefficients a_1 et a_2 en fonction de la température de la surface froide.

$$k_f = a_1 k_1 \left(\frac{k_a}{k_i} \right)^{a_2 \epsilon} \quad (2.22)$$

Les coefficients à utiliser avec l'Équation 2.22 dépendent de la température de la paroi froide puisque celle-ci influence le type de structure qui se forme et la proportion série-parallèle.

2.4.4 Approche ϵ -NTU

Jedlikowski et *al.* [47] ont développé un modèle en deux dimensions, basé sur la méthode ϵ -NTU en tenant compte de la vapeur d'eau contenue dans l'air pour établir les limites d'opération avant que la formation du givre ne soit problématique. Ce type de modèle est utilisé en négligeant l'effet de la condensation de la vapeur d'eau sur le transfert de chaleur et l'efficacité de l'appareil. Il a l'avantage d'être un bon compromis entre précision et rapidité de calcul. Pour la simulation du cycle de dégivrage, le préchauffage ou l'utilisation de volets de contournement partiels et complets sont pris en compte dans les conditions aux limites. Les auteurs ont considéré deux zones pour le nombre de Nusselt : une zone d'entrée et une zone pleinement développée. Ils ont aussi considéré que l'échangeur opère uniquement en régime permanent. Lorsqu'un film d'eau se forme, sa conductivité thermique est prise en compte. La résolution a été effectuée en utilisant la méthode Runge-Kutta. Ce modèle numérique a été validé à l'aide d'un montage expérimental utilisant des volets de contournement pour prévenir la formation du givre. Une bonne corrélation a été obtenue

dans une large plage de température extérieure allant de $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, tel que présenté à la Figure 2.8.

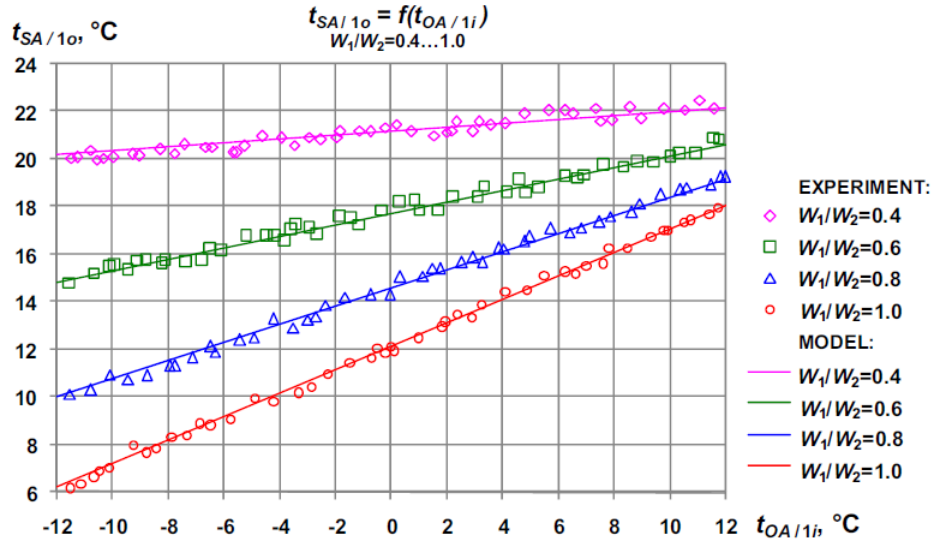


Figure 2.8 Validation du modèle ϵ -NTU avec prévention du givre par volet de contournement, d'après Jedlikowski et al. [47]

À la Figure 2.8, la corrélation entre la température d'air frais fournie à la maison, t_{SA} , en fonction de la température extérieure, t_{OA} , et pour différents rapports d'enthalpie w_1/w_2 causés par une ouverture plus ou moins grande du volet de contournement, semble valide pour toute la plage de température soit de -12 à $12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Peu de modèles 2D ou 3D de formation du givre dans les échangeurs à plaques existent en comparaison à l'accrétion de givre sur les avions [48]. Des modèles 2D sont utilisés pour prédire l'accrétion du givre sur les pales d'éoliennes et optimiser la puissance de chauffage utilisée pour prévenir une accumulation [49].

CHAPITRE 3

MÉTHODES

Pour tenter de répondre à la question de recherche, une approche à la fois modélisation et expérimentale a été choisie. La modélisation du givre permet de simuler la formation du givre dans le temps entre les plaques d'un échangeur de chaleur à plaques parallèles et de voir son effet sur l'efficacité de l'échangeur ainsi que sur la réduction du débit d'air vicié. La méthode expérimentale proposée permet de valider les résultats du modèle dans les conditions d'opération typiques des hivers au Canada.

3.1 Méthode numérique

Le logiciel en accès libre Octave a été privilégié dans ce projet de recherche.

3.1.1 Équations régissant la formation du givre

La plupart des modèles 1D de formation du givre considèrent que le transfert de masse de l'air humide au givre peut être divisé en deux procédés qui surviennent simultanément : la croissance du givre et sa densification [2]. Ces modèles reposent sur plusieurs hypothèses : la croissance du givre est uni-directionnelle et perpendiculaire à la surface froide, la couche de givre est uniforme sur la surface froide et les propriétés du givre, comme la porosité, la densité et la conductivité thermique sont uniformes sur toute l'épaisseur de la couche de givre. Hermes et *al.* [50] ont proposé une relation pour la continuité du flux de chaleur à la surface du givre en considérant une température de plaque froide imposée et en invoquant un bilan d'énergie à l'interface air-givre :

$$k_f \frac{T_f - T_p}{\delta} = h(T_a - T_f) + \frac{h}{C_{p,a}}(\omega_a - \omega_{sat,a})i_{sv} \quad (3.1)$$

où δ (m) l'épaisseur du givre, h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) le coefficient de transfert de chaleur par convection, $C_{p,a}$ ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) la chaleur spécifique de l'air, ω_a (kg de vapeur d'eau/kg d'air sec) le rapport d'humidité de l'air, $\omega_{sat,a}$ (kg de vapeur d'eau/kg d'air sec) le rapport d'humidité de l'air saturé et i_{sv} (J.kg^{-1}) la chaleur latente de sublimation de la glace.

Ils ont aussi considéré une corrélation semi-empirique, donnée par l'Équation 3.2 décrivant l'évolution de la porosité du givre en fonction du temps et d'un nombre de Jakob modifié $\Lambda(-)$. Les constantes utilisées ont été déterminées à l'aide de données expérimentales d'un

écoulement d'air entre deux plaques froides parallèles [51] :

$$\varepsilon = 1 - 0.0022\Lambda^{-3/4}\sqrt{t} \quad (3.2)$$

La densité du givre ρ_f peut être calculée à l'aide de l'Équation 3.3 avec une porosité ε et une densité de la glace ρ_i considérées comme constantes, indépendamment de la température à la surface du givre :

$$\rho_f = \rho_i(1 - \varepsilon) \quad (3.3)$$

où la densité de la glace considérée constante peu importe la température. Le nombre de Jakob modifié Λ , donné par l'Équation 3.4, est le rapport entre le transfert de chaleur sensible et le transfert de chaleur latent. Un nombre de Jakob plus bas indique que la densification du givre sera plus rapide. Le nombre de Jakob modifié Λ est défini par :

$$\Lambda = \frac{C_{p,a} T_{sat,a} - T_p}{i_{sv} \omega_a - \omega_{sat,p}} \quad (3.4)$$

où $T_{sat,a}$ (K) est la température de saturation de l'air et $\omega_{sat,p}$ (kg de vapeur d'eau/kg d'air sec) le rapport d'humidité de l'air saturé à la température de la paroi froide.

Dans la littérature, la conductivité thermique du givre k_f est souvent exprimée en fonction de sa densité et d'une valeur initiale k_{fo} . Les modèles de formation du givre peuvent être linéaires ou d'ordre supérieur et sont souvent valides seulement dans une plage de conditions ou de densité limitée [38]. Dans cette étude, un modèle linéaire est utilisé pour la conductivité thermique. Au fur et à mesure que la densité du givre augmente et se rapproche de la densité de la glace, la conductivité thermique du givre augmente linéairement [2] :

$$k_f = k_{fo} + \beta \rho_f \quad (3.5)$$

où k_{fo} est la valeur initiale de la conductivité thermique du givre lorsque celui-ci est hautement poreux et la pente β est une valeur moyenne obtenue à partir d'observations de données expérimentales [52]. Comme les pores du givre sont remplies d'air : $k_{fo} = k_a$, la conductivité thermique de l'air. Cette valeur initiale est typique de nombreux modèles de conductivité thermique basés sur la densité du givre [53].

3.1.2 Algorithme pour le modèle 1D

Le modèle 1D de formation du givre utilisé dans cette étude considère que l'épaisseur du givre est constante sur toute la largeur et la longueur d'une plaque froide. Cela est valide pour les plaques froides de petites dimensions où les propriétés de l'air humide sont

considérées constantes sur toute la longueur de la plaque. Les propriétés du givre comme l'épaisseur, la porosité, la densité et la conductivité thermique sont considérées comme étant convergées lorsque l'erreur sur le bilan d'énergie à l'interface entre l'écoulement d'air et la surface supérieure du givre (Éq.3.6) est plus petite que 1% du flux de chaleur sensible donné par l'Équation 3.7. Jusqu'à ce que cette condition soit atteinte, l'algorithme itère sur la température à la surface du givre. L'erreur sur le bilan d'énergie s'écrit :

$$dq(t) = q(t) + \frac{i_{sv}}{dt}(M_{f(t)} - M_{f(t-1)}) - \frac{T_f - T_p}{\delta(t)} \frac{k_f}{S} \quad (3.6)$$

$$q = h(T_a - T_f) \quad (3.7)$$

où dq (W) est l'erreur du bilan d'énergie, dt (s) le pas de temps, M_f (kg) la masse de givre et S (m²) la surface d'échange de la plaque froide. L'algorithme 1D commence par calculer la porosité à partir de l'Équation 3.2 qui dépend seulement du temps et du nombre de Jakob modifié. Le nombre de Jakob modifié est constant tout au long de la simulation puisqu'il dépend seulement des propriétés de l'écoulement d'air et de la température de la plaque froide, qui sont toutes constantes dans ce modèle 1D. La densité du givre est alors calculée à partir de la porosité en considérant que la glace a une densité constante de 917 kg·m⁻³ [2]. En connaissant la densité du givre, la conductivité thermique de ce dernier est calculée en utilisant l'Équation 3.5. En utilisant l'Équation 3.1, l'épaisseur de givre au pas de temps présent est calculée. Le bilan d'énergie est ensuite vérifié. Si le bilan d'énergie est satisfait, l'algorithme avance au pas de temps suivant. Si le critère n'est pas atteint, une autre itération est effectuée avec une température à la surface du givre légèrement plus chaude. Pour réduire le temps de calcul, la température à la surface du givre au dernier pas de temps est utilisée comme première itération pour le pas de temps présent. L'organigramme présenté à la Figure 3.1 montre comment l'algorithme résout le problème 1D étape par étape de manière itérative.

Comme les corrélations utilisées pour la densité et la conductivité du givre dépendent seulement du temps et de constantes, une approche plus classique aurait pu être utilisée. L'Équation 3.6 aurait pu être exprimée de la manière suivante :

$$i_{sv} \cdot \frac{dM}{dt} = \frac{k_f(T_f - T_p)}{S \cdot \delta} + h(T_f - T_a) \quad (3.8)$$

Puisque la variation de la masse de givre dans le temps dépend à la fois de la variation de l'épaisseur et de la densité, l'Équation 3.8 peut être réécrite sous la forme d'une équation

différentielle ordinaire comme suit :

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{\Lambda^{3/4}}{0.0022\rho_i \cdot i_{sv} \cdot S(\sqrt{t} + \frac{1}{2\sqrt{t}})} \left[\frac{k_f(T_f - T_p)}{S \cdot \delta} + h(T_f - T_a) \right] \quad (3.9)$$

avec

$$T_f = \frac{\delta \cdot h \cdot T_a}{k_f + \delta \cdot h} + \frac{\delta \cdot h}{C_{p,a}(k_f + \delta \cdot h)} (\omega - \omega_{sat,a}) + \frac{k_f \cdot T_p}{k_f + \delta \cdot h} \quad (3.10)$$

En remplaçant T_f dans l'Équation 3.9 par l'Équation 3.10, il est possible d'utiliser la méthode d'Euler pour résoudre cette équation différentielle ordinaire. L'algorithme présenté à la Figure 3.1 est particulièrement adapté lorsque des corrélations pour la densité et la conductivité thermique du givre ne dépendant pas du temps et de constantes sont utilisées. Certaines ont été testées dans le cadre de ce projet, mais ne sont pas présentées ici par souci de clarté.

L'algorithme itératif proposé pour résoudre le modèle 1D n'est pas une méthode itérative classique. Cette approche où la température T_f est incrémentée à partir de la température T_p par incrément constant de $1e-4$ °C jusqu'à ce que le critère de convergence soit atteint n'est pas particulièrement efficace. Cela nécessite plus d'itérations et de ressources informatiques que la méthode des sécantes et la méthode de Newton. Contrairement à la méthode de Newton où la dérivée de la fonction à minimiser doit être connue, la méthode itérative proposée ici ne la nécessite pas. Pour éviter d'avoir à dériver la fonction à optimiser, la méthode des sécantes aurait pu être utilisée. Celle-ci utilise une sécante passant entre deux points au lieu d'avoir recours à la dérivée. Cependant, cette méthode nécessite deux valeurs initiales pour effectuer la première itération. Le choix de ces valeurs est important puisque la sécante passant par ces points doit passer par zéro. Sans cela, l'algorithme pourrait ne pas converger. L'implémentation de l'une de ces méthodes permettrait probablement de converger plus rapidement qu'avec la méthode itérative proposée. Le choix de la méthode pourrait dépendre des corrélations utilisées pour la densité et la conductivité du givre. Si la fonction à optimiser est facilement dérivable avec ces corrélations, la méthode de Newton pourrait être utilisée et ainsi bénéficier d'un ordre de convergence supérieur à la méthode des sécantes.

3.1.3 Validation du modèle 1D

Des données expérimentales de Nascimento Jr. et *al.* [2] sont utilisées pour valider le modèle 1D sous 13 conditions de formation de givre différentes. Le rapport d'humidité de l'air, la température de la surface froide, la température de l'écoulement d'air, l'espacement entre les plaques et la vitesse de l'écoulement sont les paramètres d'entrée pour le modèle 1D.

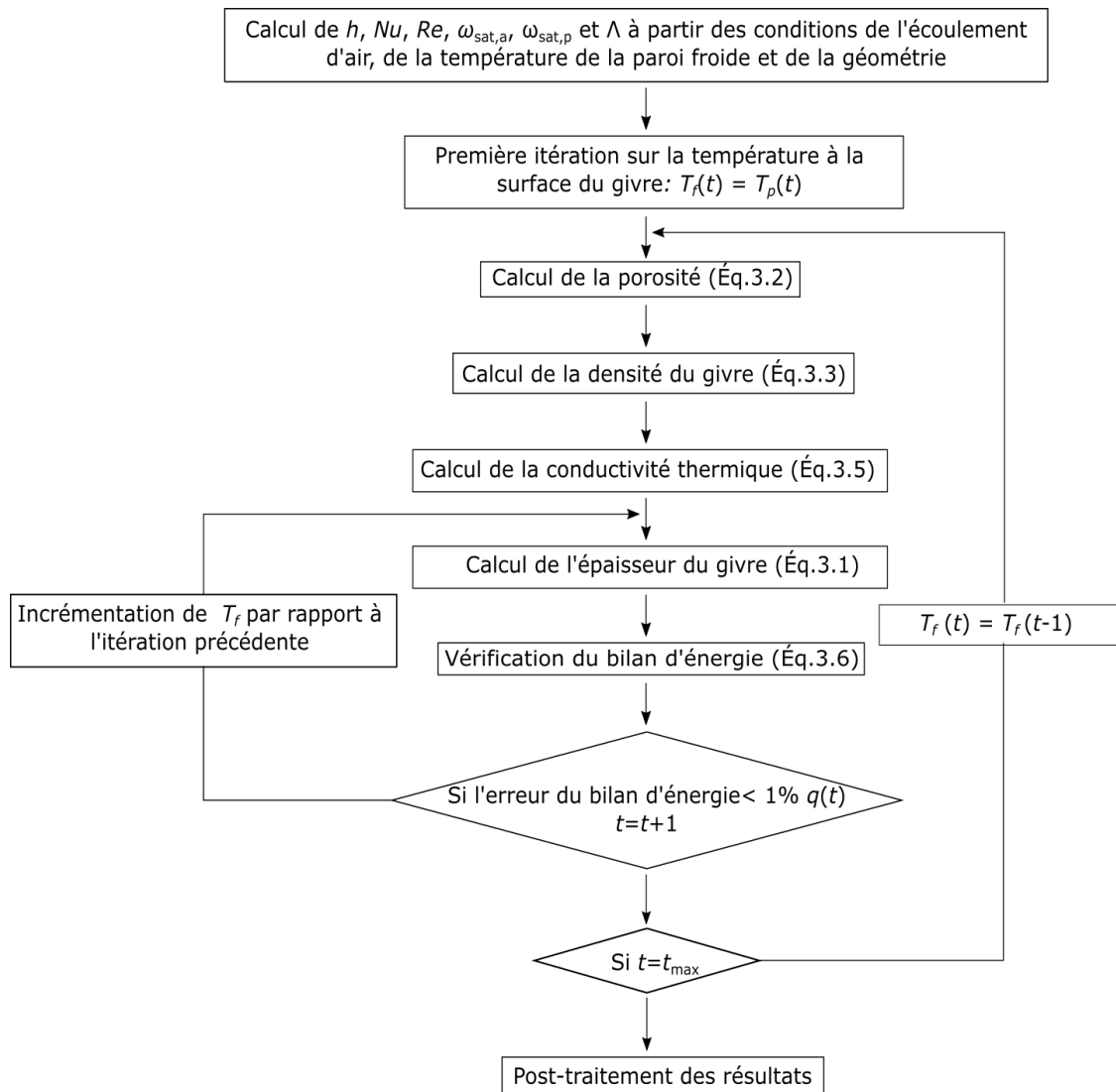


Figure 3.1 Organigramme du modèle 1D

Les différentes conditions de test sont détaillées dans le Tableau 3.1, où T_{dew} ($^{\circ}\text{C}$) est la température du point de rosée et H (mm) l'espacement entre les plaques parallèles.

Tableau 3.1 13 conditions de test considérées expérimentalement par Nascimento Jr. et *al.* [2] pour la validation du présent modèle 1D.

Cas	ω_a (g.kg $^{-1}$)	T_p ($^{\circ}\text{C}$)	T_a ($^{\circ}\text{C}$)	T_{dew} ($^{\circ}\text{C}$)	H (mm)	u_a (m.s $^{-1}$)
1	3.3	-24.7	2.6	-1.6	9.9	1.8
2	3.3	-24.8	2.7	-1.6	9.2	1.9
3	3.3	-24.8	2.8	-1.6	9.1	1.8
4	3.2	-24.7	2.5	-2.0	8.8	1.8
5	8.4	-24.7	15.9	11.4	8.4	1.2
6	5.7	-24.5	10.6	5.8	8.8	1.3
7	3.8	-24.8	4.9	0.1	8.7	1.3
8	5.9	-10.4	12.2	5.8	10.6	1.2
9	3.8	-10.5	4.9	0.1	9.5	1.3
10	5.8	-24.5	11.7	6.0	18.7	1.0
11	3.8	-24.8	6.0	0.1	18.6	1.0
12	6.0	-10.3	11.8	6.5	18.6	0.9
13	3.7	-10.3	5.7	-0.2	19.0	1.0

Nascimento Jr. et *al.* [2] ont mesuré le volume et la masse du givre à la fin de chaque expérimentation, à l'instant t_{final} (s), pour évaluer la densité du givre et sa porosité. Pour chaque cas de validation, il est donc possible de comparer la densité et la porosité du givre obtenue par le modèle 1D et leurs données expérimentales. Les résultats numériques 1D pour la porosité du givre concordent particulièrement bien avec les données expérimentales comme le montre le Tableau 3.2, affichant une déviation maximale de 2%.

Tableau 3.2 Porosité du givre pour 13 conditions expérimentales. Comparaison entre les données expérimentales de Nascimento Jr. et *al.* [2] et le présent modèle 1D.

Cas	t_{final} (min)	ε (-)	ε (-)	Erreur relative (%)
		Expérimentation [2]	Présent modèle 1D	
1	30	0.958	0.957	-0.1
2	60	0.929	0.939	1.1
3	90	0.919	0.926	0.7
4	120	0.907	0.915	0.8
5	60	0.908	0.907	-0.1
6	90	0.920	0.906	-1.6
6	90	0.934	0.921	-1.4
8	90	0.883	0.873	-1.1
9	90	0.890	0.889	-0.1
10	90	0.891	0.904	1.5
11	90	0.923	0.921	-0.2
12	90	0.848	0.870	-2.6
13	90	0.878	0.889	1.3

Malgré la bonne corrélation entre les données expérimentales et les résultats numériques 1D pour la porosité du givre, une erreur plus grande est observée pour la densité du givre

dans les résultats numériques 1D tel que montré dans le Tableau 3.3. Ils restent quand même acceptables avec une erreur relative moyenne de 9.15% pour les 13 cas. Comme la densité est calculée à partir de l'Équation 3.3 et que la porosité finale du givre se situe entre 0.84 et 0.96, une petite erreur sur la porosité multipliée par la densité de la glace induit une erreur plus grande sur la densité du givre.

Tableau 3.3 Densité du givre pour 13 conditions expérimentales. Comparaison entre les données expérimentales de Nascimento Jr. et *al.* [2] et le présent modèle 1D.

Cas	t_{final} (min)	ρ_f ($kg \cdot m^{-3}$)	ρ_f ($kg \cdot m^{-3}$)	Erreur relative (%)
		Expérimentations [2]	Modèle 1D présent	
1	30	38.8	39.7	2.2
2	60	64.9	56.1	-13.6
3	90	74.2	68.2	-8.1
4	120	85.7	78.3	-8.6
5	60	84.2	85.0	1.0
6	90	73.5	86.5	17.7
7	90	60.4	72.5	20.0
8	90	107.5	116.4	8.3
9	90	101.3	101.9	0.6
10	90	99.8	87.9	-11.9
11	90	70.5	72.6	3.0
12	90	139.4	118.9	-14.7
13	90	112.0	101.7	-9.2

Le présent modèle 1D est comparé aux données expérimentales de Nascimento Jr. et *al.* [2] en termes d'épaisseur de givre dans le temps à la Figure 3.2. Ces résultats expérimentaux ont été obtenus en utilisant une mesure indirecte, un dispositif stéréoscopique muni d'une caméra. Il s'agit d'une des seules méthodes disponibles de mesure indirecte capable de mesurer l'épaisseur du givre [54]. L'erreur moyenne entre le modèle 1D et les données expérimentales reste inférieure à 10%. L'erreur sur l'épaisseur est plus grande dans les conditions #9 et #13. Sous ces conditions, la différence entre le point de rosée et la température de la paroi est d'environ 10.5°C. À l'opposé, l'erreur sur l'épaisseur est plus faible sous les conditions #4 et #11 où la différence entre le point de rosée et la température de la paroi est plus grande soit 22.7°C et 24.9°C respectivement.

Comme ce modèle ne considère pas l'impact de la condensation sur la formation du givre, mais suppose une déposition de givre sans passer par la phase liquide, il est possible que les conditions où le point de rosée est plus près de la température de la plaque soient moins bien modélisées. Dans ces conditions, il est possible que de légères gouttes d'eau se

forment d'abord sur la surface froide avant de geler. Cela peut impacter le type de givre qui se forme par la suite ainsi que ses propriétés.

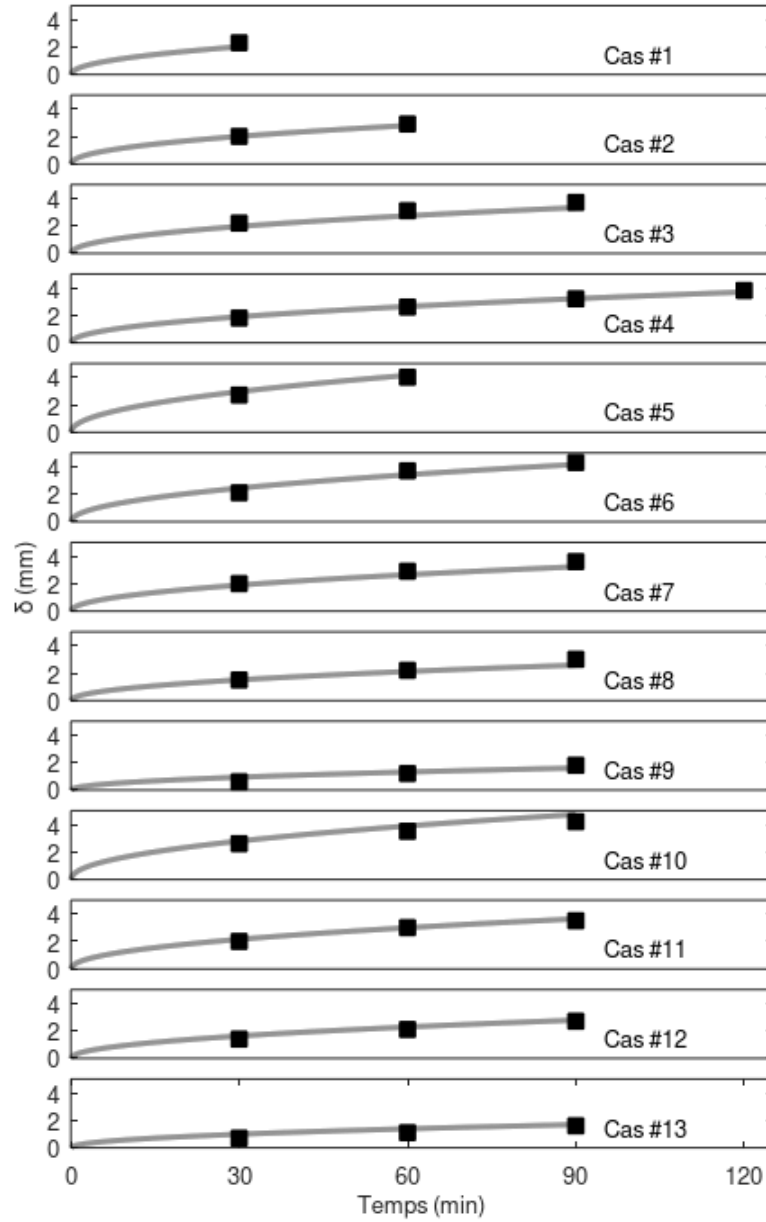


Figure 3.2 Évolution temporelle de l'épaisseur du givre (δ) pour 13 cas différents. Comparaison entre (—) le présent modèle 1D et (■) les données expérimentales de Nascimento Jr. et *al.* [2].

3.2 Extension du modèle 1D en 2D

Le modèle 1D a été étendu à une géométrie 2D puis appliqué à un échangeur de chaleur air-air à contre-courant pour prédire la dégradation des performances dans le temps lorsque celui-ci est utilisé dans des conditions favorisant la formation du givre. Les conditions d'opérations utilisées ici sont des conditions hivernales typiques des pays nordiques et plus spécifiquement du Canada. Les paramètres de l'échangeur de chaleur et les conditions aux entrées de l'échangeur sont décrites dans le Tableau 3.4, où $T_{a,sup}(^{\circ}\text{C})$ est la température de l'apport en air frais extérieur, $T_{a,exh}(^{\circ}\text{C})$ est la température de l'air chaud vicié à l'intérieur de la maison, L (m) et W (m) sont la longueur et la largeur de l'échangeur, respectivement.

Tableau 3.4 Paramètres de l'échangeur de chaleur et conditions d'opération pour l'échangeur de chaleur à contre-courant en 2D.

ω_a (g.kg ⁻¹)	$T_{a,sup}(^{\circ}\text{C})$	$T_{a,exh}(^{\circ}\text{C})$	H (mm)	L (m)	W (m)	u_a (m.s ⁻¹)
6.8	-25.0	21.8	2.5, 3.0, 3.5, 4.0	0.3	0.3	0.65

Le domaine de calcul est divisé en 30 éléments dans la direction de l'écoulement d'air. L'algorithme est résolu en utilisant Octave avec un pas de temps de 2 secondes. Il a été vérifié que ce pas de temps et ce maillage produisent une solution indépendante tout en garantissant une bonne convergence de l'algorithme.

En opérant dans des conditions hivernales, le givre se forme uniquement du côté de l'air vicié où l'air humide de la maison est refroidi tel que montré à la Figure 3.3. Du côté de l'air frais, aucun givre ne se forme et le rapport d'humidité est négligeable.

Sur la Figure 3.3, $U_{a,sup}$ (m.s⁻¹) est la vitesse moyenne de l'écoulement d'air frais, $\omega_{a,sup}$ (g.kg⁻¹) est le rapport d'humidité de l'écoulement d'air frais, $U_{a,exh}$ (m.s⁻¹) est la vitesse

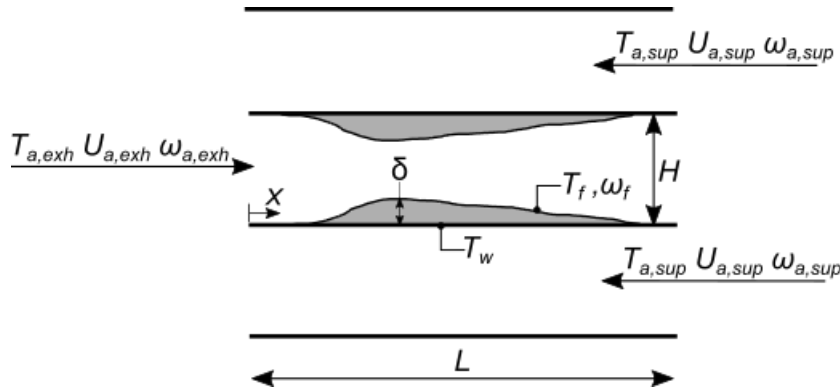


Figure 3.3 Formation du givre à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à plaques parallèles.

moyenne de l'écoulement d'air vicié et $\omega_{a,exh}(\text{g.kg}^{-1})$ est le rapport d'humidité de l'air vicié.

Les hypothèses suivantes sont appliquées : les écoulements d'air sont laminaires dans l'échangeur de chaleur, la résistance par conduction dans la plaque de l'échangeur de chaleur est négligeable et la conduction de chaleur dans la direction de l'écoulement d'air est négligeable à l'intérieur du givre.

3.2.1 Conditions initiales

Pour initialiser la solution, l'efficacité de récupération de chaleur est fixée arbitrairement à 75%. Si de grandes oscillations de l'efficacité sont présentes dans les résultats, un filtre numérique de Butterworth passe-bas est appliqué. Les résultats filtrés sont alors utilisés pour faire une meilleure prédiction de l'efficacité initiale. Ce processus est répété jusqu'à ce que la simulation soit stable dès le début. Comme les températures aux entrées de l'échangeur et l'efficacité sont connues, les températures aux sorties de l'échangeur sont calculées. Les profils de température des deux écoulements d'air sont supposés linéaires entre l'entrée et la sortie. La température de la paroi est alors fixée à la température moyenne des écoulements se trouvant de chaque côté de celle-ci. Pour tous les éléments et à tous les pas de temps, la première itération sur la température à la surface du givre est égale à la température de la paroi.

3.2.2 Réduction du débit due au blocage

Ce modèle numérique 2D utilise une courbe de ventilateur d'échangeur d'air typique pour réduire le débit d'air vicié sortant à chaque pas de temps au fur et à mesure que la perte de charge à travers l'échangeur augmente dû à l'épaississement du givre. Le débit d'air frais entrant est considéré constant et est égal au débit initial d'air vicié. La courbe de ventilateur utilisée est montrée à la Figure 3.4.

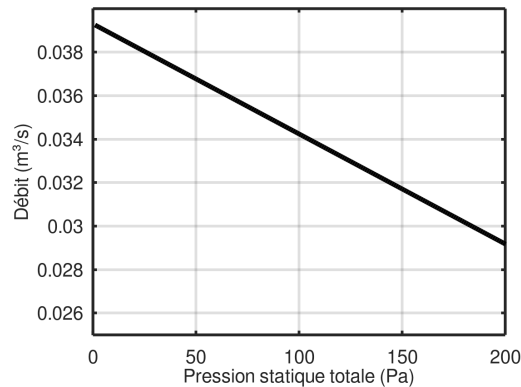


Figure 3.4 Courbe d'un ventilateur récupérateur de chaleur à différentes pressions statiques totales obtenue à partir des données de certification de HVI [13].

La courbe de ventilateur de la Figure 3.4 est donnée par le polynôme du premier ordre à l'Éq.3.11.

$$Q_{a,exh}(t) = -5.05 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta P_{total} + 3.93 \cdot 10^{-2} \quad (3.11)$$

Où $Q_{a,exh}$ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) est le débit d'air vicié évacué par le ventilateur et ΔP_{total} (Pa) est la perte de charge totale de l'échangeur de chaleur.

3.2.3 Calcul des propriétés de l'écoulement d'air

En utilisant le débit massique d'air calculé à partir de la courbe du ventilateur à la Figure 3.4, la vitesse moyenne de l'écoulement d'air vicié (Éq.3.12), le nombre de Reynolds (Éq.3.13), le nombre de Nusselt et le coefficient de transfert de chaleur (Éq.3.15) sont calculés.

$$U_{a,exh}(x, t) = \frac{\dot{m}_{exh}(t)}{\rho_{a,exh}(x, t)W(H - \delta(x, t))} \quad (3.12)$$

où \dot{m}_{exh} ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) est le débit massique d'air vicié, x (m) est la position sur la plaque de l'échangeur, $x=0$ est l'endroit où l'air vicié entre dans l'échangeur et $x=L$ l'endroit où l'air vicié quitte l'échangeur et $\rho_{a,exh}$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) est la densité de l'air vicié. Le nombre de Reynolds local est évalué par :

$$Re(x, t) = \frac{U_{a,exh}(x, t)}{D_{exh}(x, t)\nu(x, t)} \quad (3.13)$$

où D_{exh} (m) est le diamètre hydraulique du côté de l'air vicié et ν ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) la viscosité cinématique de l'air. Le diamètre hydraulique est calculé à partir de l'Équation 3.14 en assumant que la vitesse de l'air dans la couche de givre est négligeable malgré que celle-ci soit très poreuse. Le diamètre hydraulique vaut :

$$D_{exh}(x, t) = \frac{4(H - \delta(x, t))W}{2(H - \delta(x, t) + W)} \quad (3.14)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection du côté de l'air vicié de l'échangeur de chaleur, h_{exh} ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) est alors calculé par :

$$h_{exh}(x, t) = \frac{Nu(x, t)k_{exh,a}(x, t)}{D_{exh}(x, t)} \quad (3.15)$$

où Nu est le nombre de Nusselt local pour un écoulement laminaire entre deux plaques parallèles dans la région d'entrée combinée et est obtenu en utilisant la table 8-9 de [55] et $k_{exh,a}$ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) est la conductivité thermique de l'air pour l'écoulement d'air vicié.

Les propriétés de l'air comme la conductivité thermique et la diffusivité thermique sont calculées pour les deux écoulements d'air. La densité de l'air est calculée en utilisant une loi des gaz parfaits. L'équation de Sutherland est utilisée pour calculer la viscosité de l'air et la conductivité thermique [56]. Le rapport d'humidité à saturation et le point de rosée à la température de la paroi et de l'air vicié sont calculés en utilisant les équations de l'ASHRAE [57].

Le transfert de chaleur à l'élément présent est utilisé pour déterminer la température de l'air vicié dans le prochain élément dans la direction de l'écoulement d'air :

$$T_{a,exh}(x+1, t) = T_{a,exh}(x, t) + \frac{-2q(x, t) + \dot{m}_{a,exh}(x, t)(w_a(x, t) - w_a(x+1, t))i_{sv}}{\dot{m}_{a,exh}(x, t)(C_{p,a} + w_a(x, t)C_{p,wv})} \quad (3.16)$$

où $C_{p,wv}$ ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) est la chaleur spécifique de la vapeur d'eau. Cette équation repose sur l'hypothèse selon laquelle la variation de la chaleur spécifique de l'air humide entre x et $x+1$ est négligeable.

La température de l'air vicié dans le prochain élément est alors utilisée pour calculer le rapport d'humidité à saturation à cette température [57]. En invoquant la conservation de la masse, l'Équation 3.17 permet de calculer le rapport d'humidité de l'air vicié au prochain élément dans la direction de l'écoulement d'air :

$$\omega_{a,exh}(x+1, t) = \omega_{a,exh}(x, t) - \frac{(M_f(x, t) - M_f(x, t-1))}{\dot{m}_{a,exh} \cdot dt} \quad (3.17)$$

où $M_f(x, t)$ (kg) est la masse de givre dans l'élément à la distance x (m) de l'entrée d'air vicié et dt (s) est le pas de temps.

Une perte de charge constante $\Delta P_{exh,duct}$ est maintenue tout au long de la simulation pour ajuster le débit initial de l'échangeur. Lorsque ce type d'appareil est installé, un ajustement initial est effectué pour équilibrer les débits d'air frais et d'air vicié et atteindre le débit requis. Cet ajustement varie d'une installation à l'autre puisque le réseau de conduit est différent d'une maison à l'autre et cela affecte le point d'opération des ventilateurs. Cette perte de charge constante permet aux différentes simulations de débiter avec des débits

égaux même si les échangeurs avec des espacements plus petits entre les plaques sont plus restrictifs que les échangeurs avec des espacements plus grands. La perte de charge de chaque élément de l'échangeur est calculée à chaque pas de temps avec le nouveau diamètre hydraulique, nombre de Reynolds, facteur de Darcy et vitesse de l'écoulement d'air à l'aide de l'Équation 3.18 [57] :

$$\Delta P(x, t) = \frac{f(x, t) \rho_{a,exh}(x, t) U_{a,exh}(x, t)^2}{2D(x, t)} dx \quad (3.18)$$

où ΔP (Pa) est la perte de charge à travers un élément, f (–) est le facteur de friction de Darcy et dx (m) est la longueur de l'élément dans la direction de l'écoulement d'air. Le facteur de friction de Darcy est calculé à partir de l'Équation 3.19 pour un écoulement laminaire entre deux plaques parallèles :

$$f(x, t) = \frac{96}{Re(x, t)} \quad (3.19)$$

La perte de charge totale à travers l'échangeur de chaleur du côté de l'air vicié, ΔP_{total} est alors calculée selon l'Équation 3.20 et un nouveau débit d'air vicié est obtenu pour le prochain pas de temps à l'aide de la courbe du ventilateur :

$$\Delta P_{total}(t) = \sum_{x=1}^n \Delta P(x, t) + \Delta P_{exh,duct} \quad (3.20)$$

où $\Delta P_{exh,duct}$ (Pa) est la perte de charge constante due au réseau de conduit et à l'ajustement initial et n le dernier élément de la plaque de l'échangeur de chaleur dans la direction de l'écoulement d'air vicié.

3.2.4 Vérification du bilan d'énergie

Le bilan d'énergie est vérifié en utilisant l'Équation 3.6 qui compare la conduction de chaleur à travers le givre à la somme des flux de chaleur sensible et latente. Si l'erreur de ce bilan d'énergie est inférieure à 1% du flux de chaleur sensible, la solution est considérée comme étant convergée et l'algorithme passe au prochain élément $x+1$. Quand l'algorithme a bouclé sur tous les éléments du domaine, il avance au prochain pas de temps $t+1$ et recommence au premier élément du domaine où l'air vicié entre dans l'échangeur de chaleur.

Du côté de l'apport d'air frais de l'échangeur, le diamètre hydraulique est supposé constant sur toute la longueur de l'échangeur puisqu'il n'y a pas de formation de givre. Le nombre

de Nusselt est utilisé pour obtenir le coefficient de transfert de chaleur par convection en considérant une région d'entrée combinée d'un écoulement d'air laminaire entre deux plaques parallèles calculé à l'aide du tableau 8-9 [55].

3.2.5 Efficacité de l'échangeur de chaleur

Quand l'algorithme a bouclé sur toute la longueur de l'échangeur, la puissance totale transférée de l'air vicié vers l'air frais \mathcal{P}_{total} est calculée en utilisant le changement d'enthalpie :

$$\begin{aligned} \mathcal{P}_{total}(t) = \dot{m}_{exh}(t) \cdot \left(C_{p,a} \left(T_{a,exh}(n, t) - T_{a,exh}(1, t) \right) \right. \\ \left. + C_{p,wv} \cdot \left(T_{a,exh}(n, t) \cdot \omega_a(n, t) - T_{a,exh}(1, t) \cdot \omega_a(1, t) \right) \right. \\ \left. + i_{sv} \cdot \left(\omega_a(n, t) - \omega_a(1, t) \right) \right) \quad (3.21) \end{aligned}$$

où \mathcal{P}_{total} (W) est la puissance transférée à l'écoulement d'air frais à partir de l'écoulement d'air vicié et $C_{p,wv}$ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) la chaleur spécifique de la vapeur d'eau. Cette valeur est ensuite utilisée pour déterminer la température de l'air frais après son passage dans l'échangeur de chaleur au prochain pas de temps, $T_{a,sup}(1, t + 1)$ (K) :

$$T_{a,sup}(1, t + 1) = T_{a,sup}(n, t + 1) - \frac{\mathcal{P}_{total}(t)}{\dot{m}_{a,sup} \cdot C_{p,a}} \quad (3.22)$$

où $T_{a,sup}(n, t + 1)$ (K) est la température de l'air frais à l'entrée de l'échangeur au prochain pas de temps et $\dot{m}_{a,sup}$ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) le débit massique d'air frais. L'efficacité de l'échangeur de chaleur η est finalement calculée en utilisant le rapport entre la puissance récupérée et la puissance maximale :

$$\eta(t) = \frac{\mathcal{P}_{total}(t)}{\mathcal{P}_{max}(t)} \quad (3.23)$$

avec

$$\mathcal{P}_{max}(t) = \dot{m}_{exh}(t) \cdot C_{p,a} \left(T_{a,exh}(1, t) - T_{a,sup}(n, t) \right) \quad (3.24)$$

où \mathcal{P}_{max} (W) est la puissance maximale pouvant être transférée de l'écoulement d'air vicié vers l'écoulement d'air frais. L'opération de l'algorithme 2D est résumé à la Figure 3.5.

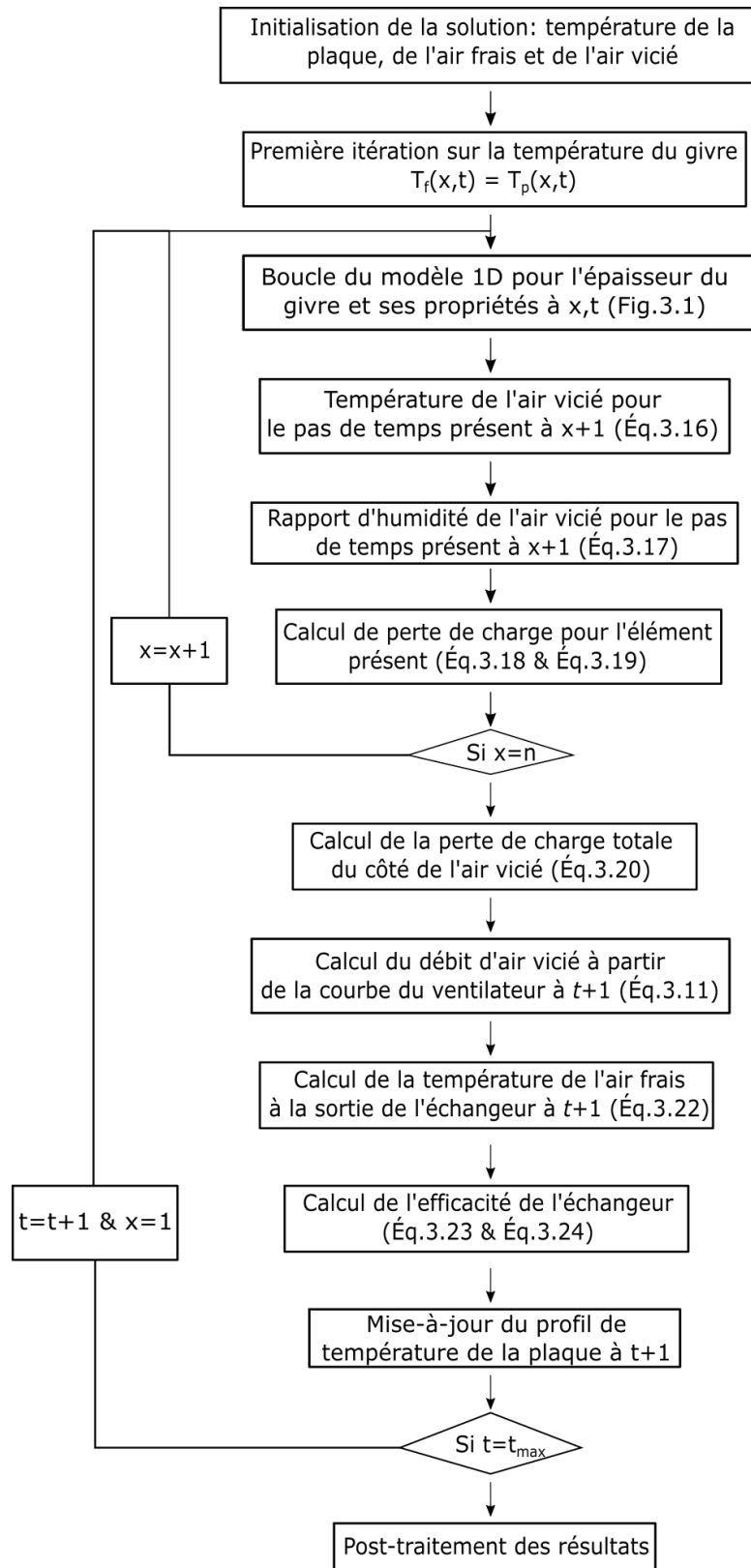


Figure 3.5 Organigramme de l'algorithme 2D.

3.3 Montage expérimental

Le modèle de formation du givre 1D a été validé à l'aide de données disponibles dans la littérature. Ces données, bien qu'intéressantes, restent limitées. Afin de valider davantage le modèle de croissance du givre dans des conditions hivernales typiques du Canada, un montage expérimental a été élaboré afin de reproduire ces conditions et valider davantage le modèle 1D.

3.3.1 Description du montage

Afin de réduire les coûts d'instrumentation, une mesure optique de l'épaisseur du givre a été choisie. Cela a donc nécessité que les parois latérales soient transparentes pour pouvoir illuminer le givre et effectuer la mesure à partir de l'extérieur du montage. La Figure 3.6 montre un schéma du montage et la Figure 3.7 une photo du montage une fois assemblé et fonctionnel.

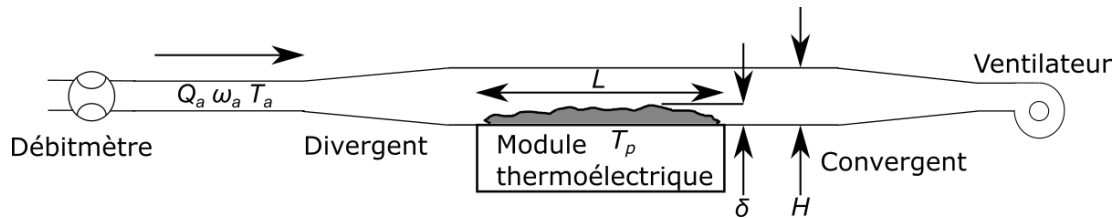


Figure 3.6 Schéma du montage expérimental

Sur la Figure 3.6, Q_a ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) représente le débit d'air, ω_a ($\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$) le rapport d'humidité de l'air entrant, T_a ($^{\circ}\text{C}$) la température de l'air entrant, L (m) est la longueur de la surface froide, H (m) la distance entre les plaques parallèles et δ (m) l'épaisseur de la couche de givre.

À la Figure 3.7, le thermistor est centré entre les deux parois latérales transparentes et se situe à environ 40 mm de l'extrémité gauche du module thermoélectrique. Cela évite d'être trop près de la périphérie où la température pourrait être moins représentative de la température moyenne de la plaque froide tout en étant en-dehors du champ de vision de la caméra. Le thermistor a été collé sur la plaque froide à l'aide d'un adhésif dont la conductivité thermique est élevée. Ce thermistor MP-2444 du fabricant TE TECHNOLOGY est de faible taille, avec un diamètre de 0.9 mm, ce qui permet de minimiser l'impact de celui-ci sur l'écoulement d'air.

Un module thermoélectrique CP-040HT du fabricant TE TECHNOLOGY a été utilisé avec un contrôleur TC-48-20 du même fabricant. Ce module utilise l'effet Peltier pour refroidir une surface sans avoir recours à l'utilisation d'un réfrigérant. La plaque froide mesure 114 mm de long par 60 mm de large. Le thermistor décrit précédemment permet

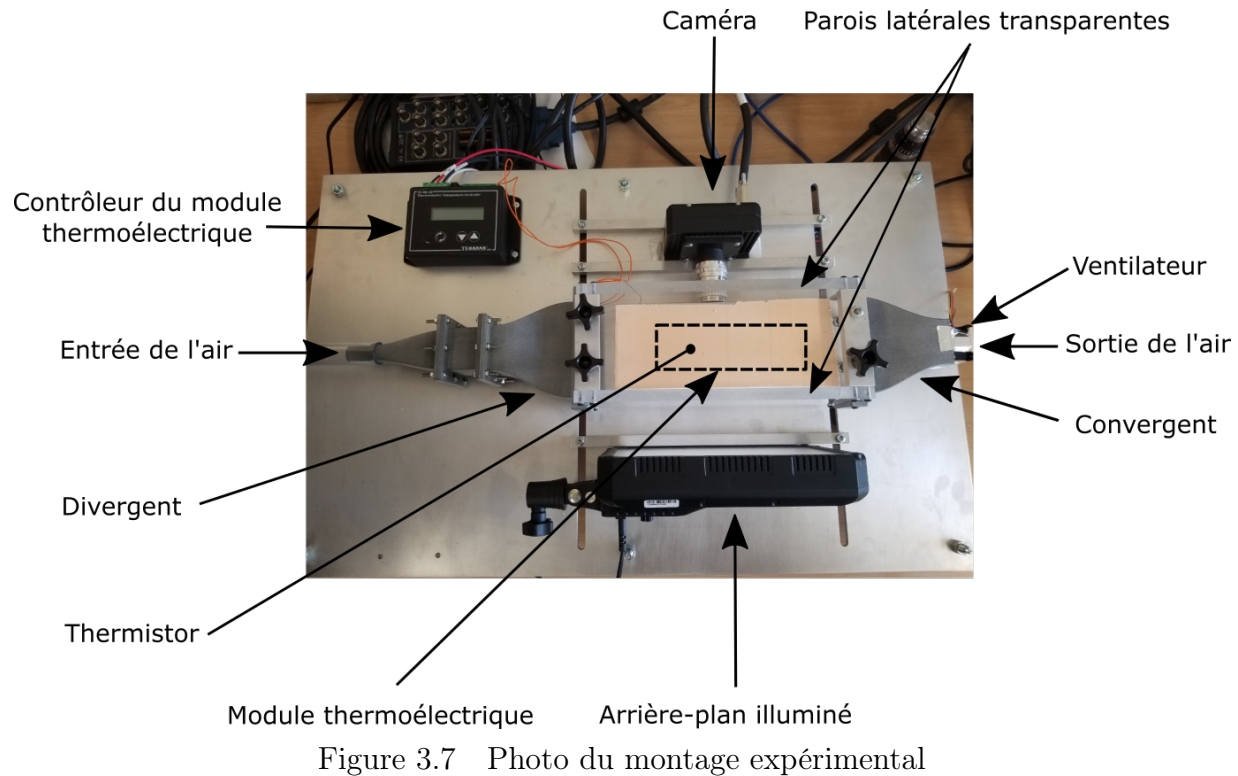


Figure 3.7 Photo du montage expérimental

d'utiliser le contrôleur de type PID en boucle fermée. Ce module est présenté à la Figure 3.8

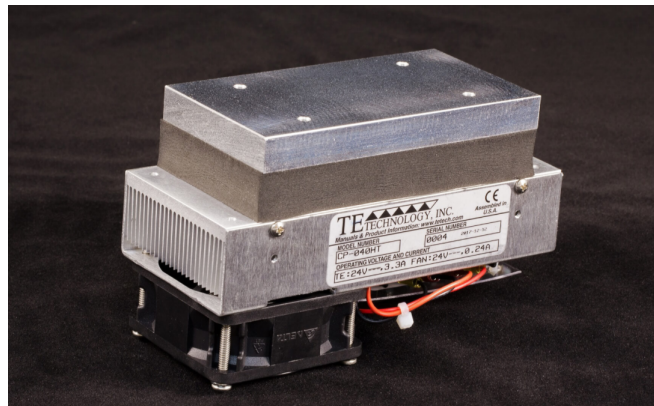


Figure 3.8 Module thermoélectrique CP-040HT [58]

Le module thermoélectrique présenté à la Figure 3.8 peut transférer une puissance d'environ 10 W de l'air ambiant à 25 °C lorsque la plaque froide est à -12 °C vers le côté chaud de la jonction Peltier [58]. La puissance maximale du module varie en fonction de la température de la plaque froide et de la température de l'air ambiant. Celui-ci peut refroidir la plaque jusqu'à une température de -25 °C et chauffer la plaque jusqu'à une température de 100 °C sous certaines conditions.

L'écoulement d'air à l'entrée du montage provient de l'air ambiant du laboratoire où la température T_a et l'humidité relative ϕ_a sont relativement constantes et représentent bien les conditions à l'intérieur des maisons au Canada. La température et l'humidité relative de l'air ambiant du laboratoire sont mesurées à l'aide d'une station météo portative Kestrel 3500 située en-dehors du montage. Cet écoulement d'air entre et sort du montage en passant par une section de conduit divergent et une section convergente afin d'obtenir un écoulement d'air laminaire.

La caméra située dans le haut de la Figure 3.7 est une caméra RDT/1 du fabricant DRS Technologies. Celle-ci utilise un capteur CMOS dont la résolution maximale est de 1280 par 1080 pixels à une cadence de 500 images par seconde et la profondeur de couleurs est de 24 bits. Pour minimiser le volume des enregistrements la cadence a été réglée à 25 images par seconde. Comme la mesure d'épaisseur est une mesure optique provenant d'une caméra. Il a été nécessaire d'insérer une règle de calibration dans le montage pour déterminer le facteur de conversion entre le nombre de pixels dans l'image et l'épaisseur du givre. Il a été déterminé que chaque millimètre de givre est composé de 76 pixels.

Comme le coefficient de transfert de chaleur par convection est un paramètre du modèle de formation de givre, il a été nécessaire de contrôler le débit d'air. Pour mesurer avec précision le débit, un débitmètre massique TSI 4045 a été utilisé. Un contrôle du débit en faisant varier la vitesse du ventilateur à l'aide d'un contrôleur de type PID avait été envisagé initialement. Cependant, comme un espacement H de 10 mm entre la plaque froide et la plaque supérieure a finalement été choisi, le débit d'air reste suffisamment constant malgré la formation d'une couche de givre de 1 à 2 mm. La croissance du givre est assez lente pour réajuster manuellement la vitesse du ventilateur pendant la manipulation pour ainsi maintenir le débit initial.

Les spécifications des instruments de mesure utilisés dans le montage expérimental sont résumées dans le Tableau 3.5.

Tableau 3.5 Instruments de mesures du montage expérimental

Type de mesure	Fabricant	Modèle	Plage de mesure	Incertitude
Débit	TSI	4045	0 à 300 L.min ⁻¹	± 2% ou 0.05 L.min ⁻¹ *
Température de surface	TE Technologies	MP-2444	-20 à 100 °C	± 1 °C
Température de l'air	Kestrel	3500	-29 à 70 °C	± 1 °C
Humidité relative	Kestrel	3500	5 à 95 %	± 3 %
Épaisseur (calibration)	McMaster	6823A7	0 à 150mm	-0.09 à +0.1 mm

* L'incertitude est égale à la plus grande des deux valeurs.

3.3.2 Conditions de test

Le laboratoire où le montage expérimental est situé présentait les conditions environnementales détaillées au Tableau 3.6 lors des séances de mesures #1 et #2.

Tableau 3.6 Conditions de test

Séance	T_a (°C)	ϕ_a (%)	ω_a (g·kg ⁻¹)	T_{dew} (°C)	T_p (°C)	u_a (m·s ⁻¹)
#1	21.8	40	6.8	7.6	-15	0.67
#2	23.0	28	4.9	3.5	-15	0.67

La température de la plaque froide T_p ainsi que la vitesse de l'écoulement d'air u_a ont été sélectionnées pour représenter des conditions d'opérations réalistes de ventilateur récupérateur de chaleur. Le rapport d'humidité de l'air ω_a et le point de rosée T_{dew} sont calculés à l'aide de la température de l'air ambiant T_a et l'humidité relative ϕ_a qui sont mesurées.

Lorsque des mesures supplémentaires ont été effectuées pour valider la répétabilité de la manipulation lors de la séance de mesures #2, la température extérieure était suffisamment froide pour nécessiter du chauffage dans le système de ventilation du laboratoire. Cela a eu pour effet de réduire l'humidité relative. De plus, étant donné le faible achalandage du laboratoire lors de cette séance, peu de vapeur d'eau était relâchée dans l'air par la respiration. Cela a probablement contribué à l'assèchement de l'air.

L'air ambiant étant légèrement plus chaud et significativement plus sec dans les conditions #2 que dans les conditions #1, cela a affecté la formation de la glace. Comme le but de cette séance était de valider la répétabilité des mesures, la température de la surface froide T_s et la vitesse de l'écoulement d'air u_a étaient identiques aux valeurs de la séance #1.

3.3.3 Améliorations possibles

Pour être en mesure de faire des mesures indépendamment des conditions ambiantes du laboratoire, une chambre climatique pourrait être utilisée pour conditionner un volume d'air alimentant l'entrée du montage. Cette chambre climatique devrait idéalement avoir une manière de contrôler l'humidité de l'air en l'humidifiant et en le déshumidifiant. Un humidificateur ultrasonique serait un équipement approprié pour faire de l'humidification sans trop influencer la température. À l'inverse, une colonne de desséchant pourrait être employée pour déshumidifier l'air. Un élément chauffant électrique pourrait être employé pour réchauffer l'air. Si la température ambiante du laboratoire est supérieure à la température requise, un système de climatisation avec réfrigérant ou un module thermoélectrique pourrait être utilisé tout dépendant du volume d'air à refroidir et du débit extrait de la chambre climatique. L'air sortant du montage pourrait être réintroduit dans la chambre

climatique pour maximiser la répétabilité des conditions. Il serait aussi intéressant de mesure la perte de charge et la variation de densité du givre le long de la surface givrée dans la direction de l'écoulement d'air ainsi que de mesurer l'épaisseur du givre sur la largeur de la plaque.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS

4.1 Résultats numériques

Les résultats numériques figurant dans cette section ont été obtenus en utilisant l'algorithme 2D avec les paramètres de l'échangeur de chaleur décrits au Tableau 3.4. L'écoulement d'air vicié entre dans l'échangeur de chaleur à la position $x=0$ mm et quitte l'échangeur à la position $x=300$ mm. En comparant les caractéristiques des couches de givre pour différents espacements entre les plaques (voir la Figure 4.1), les résultats montrent que les profils d'épaisseur sont similaires. Par contre, les échangeurs dont les plaques sont plus espacées sont moins efficaces ce qui tend à décaler la formation du givre vers la position $x=0$ mm comparativement aux espacements plus petits. Avec une efficacité plus faible, l'air frais est plus froid près de $x=0$ mm. Cela fait en sorte que la plaque l'est aussi et favorise donc la formation de givre dans cette région.

Bien que les profils d'épaisseur de givre soient comparables entre les différents espacements de plaques, l'impact sur le débit d'air vicié est bien différent. Sous les mêmes conditions d'opération, le débit d'air vicié de l'échangeur avec un espacement de 2.5 mm a diminué de plus 33% alors que le débit d'air vicié de l'échangeur avec un espacement de 4.0 mm a diminué de moins de 5%. Cela peut avoir un impact majeur sur la qualité d'air intérieur dans les régions où les températures de -25°C sont fréquentes durant l'hiver comme au Canada par exemple. De plus, si le débit d'air vicié d'un échangeur de chaleur diminue deux fois plus rapidement qu'un autre appareil, il nécessitera l'utilisation de cycles de dégivrage plus fréquents. Si un cycle de dégivrage est utilisé toutes les 30 minutes et que celui-ci dure 5 minutes, le débit moyen d'air frais et/ou d'air vicié, selon la méthode utilisée, est réduit de 17% par rapport au mode d'opération en continu. Les risques pour la santé des occupants de la résidence sont encore plus grands lorsque les polluants tels que les résidus de cuisson sont mal évacués.

Les résultats numériques de la Figure 4.2 montrent que l'espacement le plus petit est tout de même le plus efficace, 76%, après 25 minutes d'opération, même s'il souffre de la plus grande réduction du débit d'air vicié évacué. Les efficacités initiales de toutes les géométries testées sont supérieures à leurs efficacités lorsque les conditions d'opération n'engendrent pas un changement de phase tel que la formation de givre.

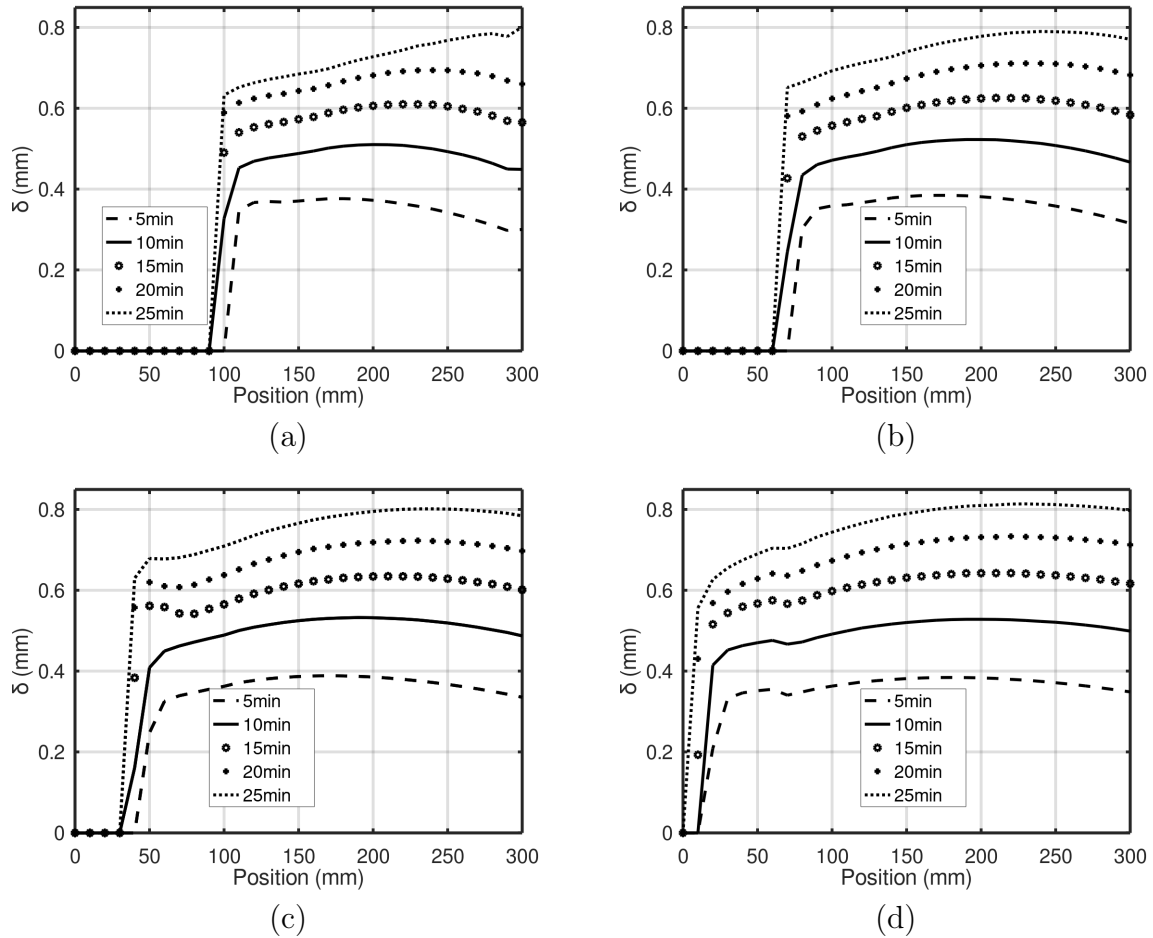


Figure 4.1 Distribution spatiale de l'épaisseur du givre δ à 5 temps différents (de 5 à 25 minutes) et pour quatre espacements de plaques : (a) 2.5 mm, (b) 3 mm, (c) 3.5 mm et (d) 4 mm

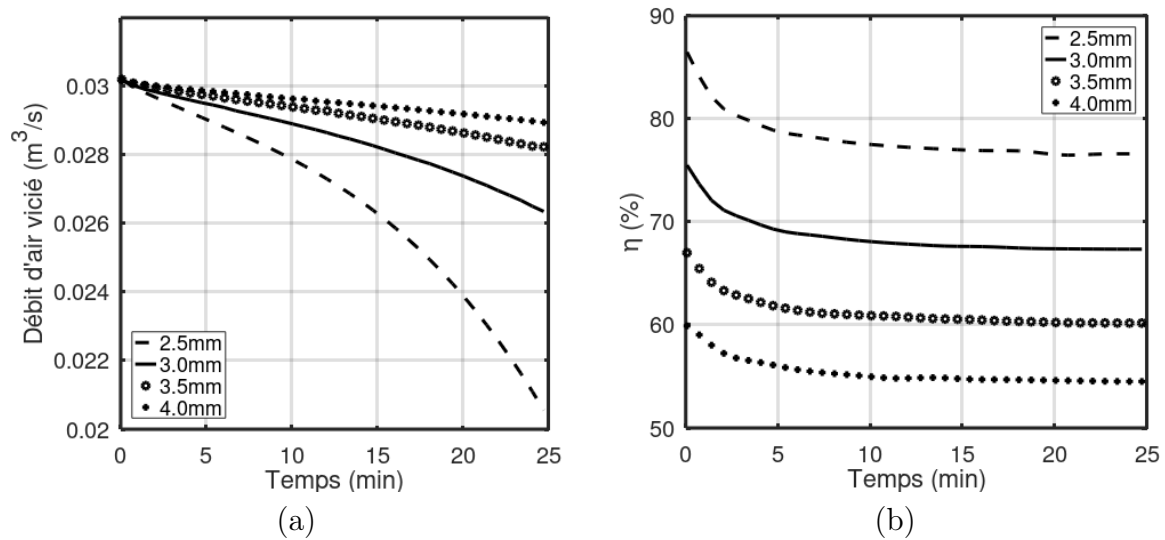


Figure 4.2 Dégradation de la performance des échangeurs de chaleur : (a) débit d'air vicié et (b) efficacité de récupération de chaleur

L'accumulation de givre entre les plaques de l'échangeur déterminera aussi la durée du cycle de dégivrage nécessaire pour faire fondre le givre puis évacuer l'eau. La Figure 4.3 compare l'accumulation de givre pour les espacements de 2.5 et 4.0 mm.

À la Figure 4.3, il est possible d'observer que l'échangeur avec un espacement de 2.5 mm a accumulé une masse de glace de 267 grammes soit 8% de plus que l'échangeur avec un espacement de 4.0 mm qui a accumulé une masse de 247 grammes. Cette différence peut sembler faible, mais tout dépendamment de la stratégie de dégivrage utilisée, la durée du cycle peut varier grandement.

Dans le cas où la stratégie de dégivrage consiste à interrompre l'apport d'air frais et continuer d'évacuer l'air vicié qui est directement en contact avec le givre, les débits d'air chaud sont très différents. Dans le cas de l'espacement de 2.5 mm, ce débit d'air chaud est de $0.021 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ soit 38% inférieur au débit de $0.029 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ dans le cas de l'espacement de 4.0 mm. En considérant uniquement la chaleur latente de fusion de la glace et les débits d'air chaud après une période d'opération de 25 minutes, le cycle de dégivrage de l'échangeur avec un espacement de 2.5 mm pourrait être près de 50% plus long. Il serait donc avantageux de dégivrer plus fréquemment les appareils dont l'espacement des plaques est plus serré pour pouvoir profiter d'un débit d'air chaud plus grand.

Il est difficile d'évaluer avec précision la durée d'un cycle de dégivrage. Puisque le givre est poreux, celui-ci peut s'affaïsser rapidement en présence d'eau et ainsi réduire le blocage. Cela aurait pour effet d'augmenter le débit d'air chaud et ainsi réduire la durée de ce cycle.

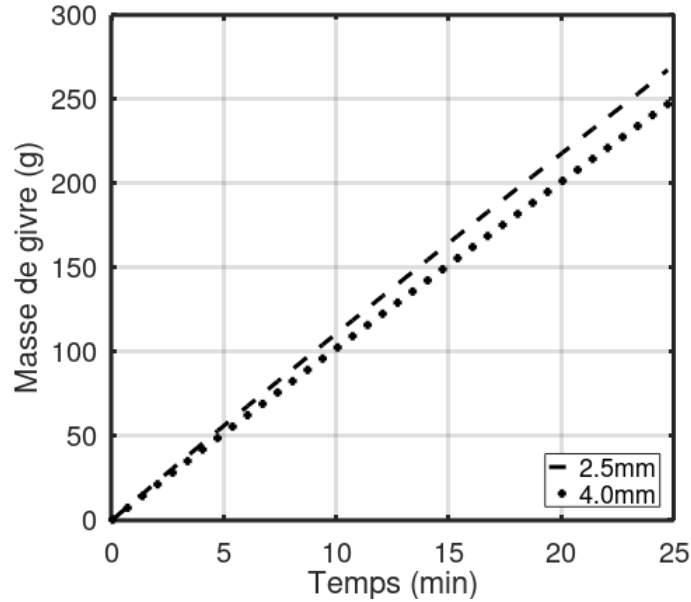


Figure 4.3 Évolution de la masse de givre accumulée dans l'échangeur pour les espacements de 2.5 et 4.0 mm

Cette comparaison des durées de cycles de dégivrage ne considère pas le temps nécessaire pour évacuer l'eau résultante de la fonte du givre. Il est important que cette eau soit complètement évacuée avant de revenir dans un mode d'opération régulier puisqu'elle risque de geler sur la plaque. Dans le cas où un cycle de dégivrage serait simulé, il serait pertinent de tenir compte de l'orientation des plaques, horizontales ou verticales, de l'orientation de l'écoulement d'air par rapport à la gravité, de la tension de surface et de la taille des gouttes d'eau par rapport à l'espacement entre les plaques. Si une goutte entre en contact avec plus d'une paroi, elle risque d'être évacuée moins facilement.

4.2 Résultats expérimentaux

Le montage décrit précédemment a permis d'obtenir des images de la formation du givre à différents instants comme celle présentée à la Figure 4.4.

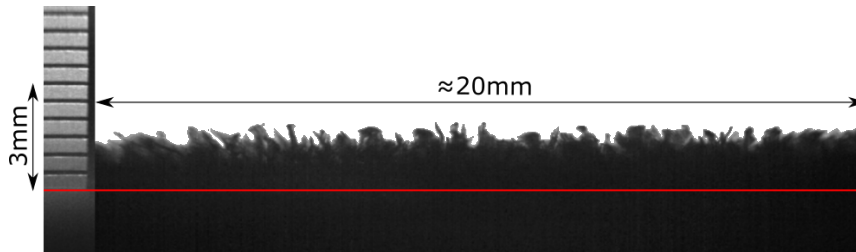


Figure 4.4 Exemple d'image complète obtenue par la caméra

La Figure 4.4 montre un exemple de couche de givre sur une distance horizontale de près de 20 mm. Cette portion de 20 mm est située au centre de la plaque froide qui mesure 114 mm dans le sens de l'écoulement d'air. En observant la hauteur des sommets à la surface du givre, il est possible de conclure que l'épaisseur est relativement uniforme. Des images similaires ont été capturées à différents instants durant 60 minutes de formation de givre dans les conditions des tests #1 et #2. Les portions centrales de ces images ont été découpées puis juxtaposées pour obtenir les Figures 4.5 et 4.6. Les conditions des tests #1 et #2 sont décrites au Tableau 3.6. L'extrémité gauche de ces deux figures est l'image de calibration utilisant la règle décrite au Tableau 3.5. Sur la même image de calibration, il est possible de voir la surface froide, délimitée par la ligne rouge. Une fois ces informations connues, il a été possible de mesurer l'épaisseur du givre puisque celui-ci se détache bien de l'arrière-plan illuminé.

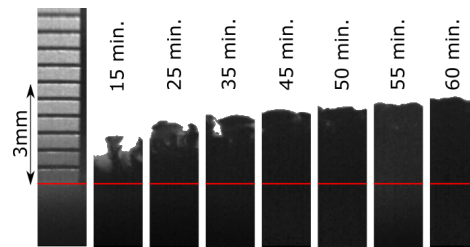


Figure 4.5 Évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #1.

Sur la Figure 4.5, il est possible d'observer deux phénomènes simultanément, soit la croissance et la densification du givre. Après 15 minutes, la couche de givre est encore constituée de colonnes verticales relativement indépendantes. Après 60 minutes, l'épaisseur est plus uniforme et le givre est moins poreux puisqu'aucune lumière ne le traverse. Selon la littérature, des structures horizontales ont probablement relié les colonnes entre elles [29], [41].

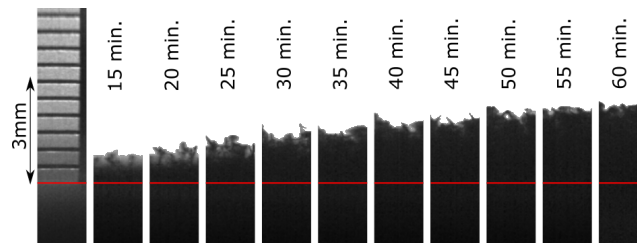


Figure 4.6 Évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #2.

En comparant les Figures 4.5 et 4.6, la principale différence observable est que la structure du givre est différente. Les conditions #2 semblent plus propices à la formation d'une couche de givre dont la densification est plus lente.

Le nombre de Jakob associé aux conditions #1 est de 1.38 alors que celui associé aux conditions #2 est de 1.53. Cette observation est donc en accord avec l'Équation 3.4 qui indique qu'un nombre de Jakob plus bas entraîne une densification plus rapide.

Les mesures d'épaisseur déduites de ces résultats ont été utilisées pour effectuer une seconde validation du modèle numérique 1D. Les conditions des tests #1 et #2 ont été utilisées comme paramètres d'entrée pour obtenir les résultats des Figures 4.7 et 4.8.

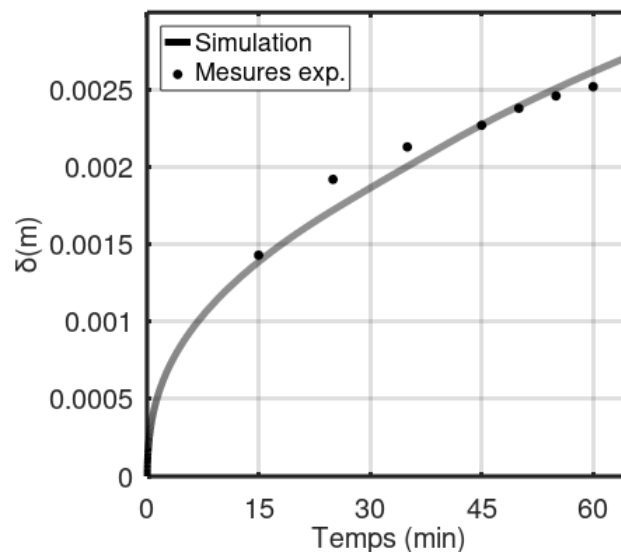


Figure 4.7 Comparaison entre les expériences et le modèle 1D sur l'évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #1

Dans les deux cas, la corrélation entre le modèle numérique 1D et les mesures expérimentales est acceptable, mais elle est nettement meilleure dans le cas des conditions #1 pour la raison expliquée précédemment. Les erreurs relatives aux différents points de mesure sont résumés dans les Tableaux 4.1 et 4.2.

En observant les résultats obtenus dans les conditions #2, à la Figure 4.6 et au Tableau 4.2, non seulement le modèle 1D sous-estime l'épaisseur, mais l'allure de la courbe semble différer légèrement des points de mesure. Une courbe de tendance passant par les points expérimentaux pointerait vers une épaisseur de givre nulle après quelques minutes de mesure.

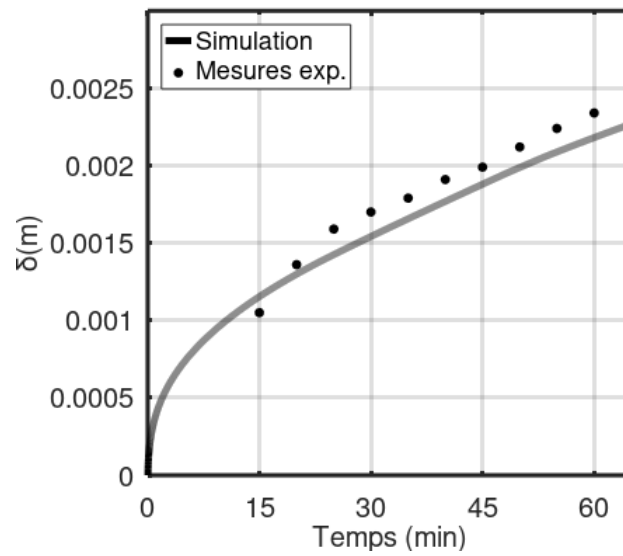


Figure 4.8 Comparaison entre les expériences et le modèle 1D sur l'évolution temporelle de l'épaisseur du givre pour les conditions de test #2

Tableau 4.1 Épaisseur du givre formé dans les conditions #1

t (min)	δ (mm) Expérimentation	δ (mm) Présent modèle 1D	Erreur relative (%)
15	1.43	1.39	-2.8
25	1.92	1.72	-10.4
35	2.13	2.00	-6.1
45	2.27	2.27	0.0
50	2.38	2.39	0.4
55	2.46	2.51	2.0
60	2.52	2.62	4.0

Tableau 4.2 Épaisseur du givre formé dans les conditions #2

t (min)	δ (mm) Expérimentation	δ (mm) Présent modèle 1D	Erreur relative (%)
15	1.05	1.12	6.6
20	1.36	1.30	-4.4
25	1.59	1.42	-10.7
30	1.70	1.54	-16.0
35	1.79	1.66	-7.3
40	1.91	1.77	-7.3
45	1.99	1.88	-5.5
50	2.12	1.99	-6.1
55	2.24	2.09	-6.7
60	2.34	2.18	-6.8

CHAPITRE 5

CONCLUSION

5.1 Conclusions du projet

Les travaux réalisés au cours de ce projet de recherche ont permis d'améliorer les connaissances sur la formation du givre dans les échangeurs de chaleur air-air utilisés en ventilation résidentielle et de comprendre son effet sur l'efficacité énergétique de l'appareil ainsi que sur la qualité de l'air.

La formation de givre est modélisée par deux processus distincts qui se produisent simultanément soit la densification et la croissance. La densification du givre est dictée par une relation semi-empirique qui dépend des propriétés de l'air et de la surface froide. La croissance du givre est dictée par un bilan d'énergie à l'interface entre l'air et le givre. Ce bilan d'énergie nécessite un modèle de conduction thermique dans la couche de givre. Le modèle proposé utilise une relation linéaire du premier ordre entre la densité du givre et sa conductivité. Une hypothèse selon laquelle la conductivité thermique du givre initiale correspond à la conductivité de l'air puisque celui-ci remplit les pores du givre a été formulée. Ce modèle de formation du givre 1D a d'abord été validé à l'aide de données expérimentales disponibles dans la littérature puis à l'aide d'un montage expérimental. Les résultats numériques obtenus tant au niveau des propriétés du givre comme sa porosité et sa densité que l'épaisseur de la couche semblent corrélés avec une précision satisfaisante pour la présente application.

Ce modèle a été étendu à une géométrie 2D et appliqué à un échangeur de chaleur à plaques parallèles et à contre-courant. Cette géométrie a été adaptée par rapport aux géométries disponibles dans l'industrie de la récupération d'énergie résidentielle pour simplifier la résolution de l'algorithme. Ce modèle 2D a permis d'étudier l'effet de l'espacement des plaques parallèles sur la dégradation des performances de l'échangeur. Ces résultats ont révélé que l'impact de l'espacement des plaques est beaucoup moins important sur la récupération de chaleur que sur la réduction du débit d'air vicié. Comme l'épaisseur de la couche de givre est similaire dans les configurations simulées, de 2.5 mm à 4.0 mm d'espace entre les plaques, la réduction du diamètre hydraulique est plus grande dans les espacements les plus serrés. La masse de givre accumulée dans les différents échangeurs est similaire. Par contre, comme les espacements plus serrés, comme celui de 2.5 mm,

subissent une plus grande réduction du débit d'air vicié, une moins grande puissance est disponible pour faire fondre cette masse de givre. Cela a donc pour effet d'augmenter considérablement la durée des cycles de dégivrage. Il est donc pertinent de dégivrer à une fréquence plus élevée les échangeurs à plaques dont l'espacement est plus faible. D'un point de la qualité d'air intérieur, cela maximise aussi l'évacuation des contaminants puisque le débit d'air vicié évacué sera plus élevé en moyenne.

5.2 Perspectives de recherche

Les conclusions de l'étude numérique ne sont pas directement comparables aux résultats de tests d'appareil puisque les manufacturiers de ventilateur récupérateur de chaleur ne peuvent fabriquer économiquement des échangeurs de chaleur à contre-courant sans avoir recours à des transitions à courants croisés dans les entrées et les sorties de l'échangeur. Il serait donc intéressant de modifier l'algorithme pour tenir compte de cette portion de l'échangeur. Comme cette portion n'est pas uniforme sur toute la largeur de l'échangeur, ce changement aurait pour effet de passer d'un modèle 2D à 3D ou peut-être même à un modèle CFD.

Pour maximiser la récupération de chaleur, certains fabricants utilisent des plaques ayant des canaux triangulaires au lieu de plaques planes. L'air vicié circule donc dans des canaux triangulaires dont un ou deux côtés sont froids selon la configuration choisie. Il serait donc pertinent d'étendre le modèle à cette géométrie puisqu'elle est de plus en plus répandue dans l'industrie dû à la facilité d'obtenir cette géométrie par le thermoformage de plaques en thermoplastique.

Comme les différentes simulations effectuées montrent que le blocage de l'échangeur dépend fortement de la géométrie, il faudrait être capable de modéliser la fonte du givre pour connaître l'impact complet du givre sur l'efficacité énergétique. Cela permettrait de simuler un cycle comprenant la formation de givre et le dégivrage et de mieux quantifier l'énergie requise et la durée de l'interruption de la ventilation. Cela permettrait de mieux établir les critères de dégivrage en fonction du but choisi, soit maximiser la récupération d'énergie ou maximiser la qualité d'air intérieur.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] K. Kim et K.-S. Lee. Frosting and defrosting characteristics of a fin according to surface contact angle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 :2758–2764, 2011.
- [2] V.S. Nascimento Jr., F.R. Loyola, et C.J.L. Hermes. A study of frost build-up on parallel plate channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 60 :328–336, 2015.
- [3] A. Parekh, L. Roux, et P. Gallant. Thermal and air leakage characteristics of canadian housing. In *11th Canadian Conference on Building Science Technology*, Banff, Alberta, Canada, July 2007.
- [4] W.R. Chan, J. Joh, et M.H. Sherman. Analysis of air leakage measurements of US houses. *Energy and Buildings*, 66 :616–625, 2013.
- [5] ASHRAE. *Standard 62.1-2019 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2019.
- [6] J.C. Haysom et J.T. Reardon. Why Houses Need Mechanical Ventilation Systems. Construction technology update 14, Institute for Research in Construction, 1998.
- [7] National Research Council Canada. National Building Code of Canada 2015. Technical report, National Research Council Canada, 2015.
- [8] Ministry of Municipal Affairs and Housing. Energy Efficiency for Housing. Supplementary standard SB-12, Institute for Research in Construction, Ontario, Canada, 2016.
- [9] VänEE. Fonctionnement d’un échangeur d’air. <http://www.vanee.ca/fr/echangeur-d-air.html/>, Novembre 2020.
- [10] Hydro-Manitoba. Qualité de l’air intérieur et ventilation. https://www.hydro.mb.ca/francais/your_home/ventilation/, Août 2019.
- [11] Lifebreath. Multiconfort fp. <https://www.multiconfortfp.ca/product-category/marques/lifebreath/>, Septembre 2019.
- [12] Panasonic. Intelli-balance 100 balanced air solution, cold climate erv, 50 to 100 cfm. <https://na.panasonic.com/us/home-and-building-solutions/ventilation-indoor-air-quality/energy-recovery-ventilators/intelli-0/>, Septembre 2019.
- [13] Home Ventilating Institute. Section III - HRV/ERV Directory Listing. <https://www.hvi.org/hvi-certified-products-directory/section-iii-hrv-erv-directory-listing/>, Septembre 2020.
- [14] M.R. Nasr, M. Fanchoux, R.W. Besant, et C.J. Simonson. A review of frosting in air-to-air energy exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30 :538–554, 2014.
- [15] M.R.L. Bantle, E.M. Barber, et R.W. Besant. A mathematical model of a plate type exchanger operating under frost forming conditions. Mémoire de maîtrise, Department of Agricultural Engineering, University of Saskatchewan, 1987.

-
- [16] W. Fisk, K. Archer, R. Chant, D. Hekmat, F. Offermann, et B. Pedersen. Performance of residential air-to-air heat exchangers during operation with freezing and periodic defrosts. *AHSRAE Transactions*, 91 :1–38, 1984.
- [17] C. Beattie, P. Fazio, R. Zmeureanu, et J. Rao. Experimental study of air-to-air exchangers for use in arctic housing. *Applied Thermal Engineering*, 129 :1281–1291, 2017.
- [18] J. Kragh, J. Rose, et S. Svendsen. Mechanical ventilation with heat recovery in cold climates. In *Proceedings of the Seventh Nordic Symposium on Building Physics in Nordic Countries.*, pages 1–8, Reykjavik, Iceland, 2005.
- [19] J. Sundell, H. Levin, W.W. Nazaroff, W.S. Cain, W.J. Fisk, D.T. Grimsrud, F. Gyn-telberg, Y. Li, A.K. Persily, A.C. Pickering, J.M. Samand, J.D. Spengler, S.T. Taylor, et C.J. Weschler. Ventilation rates and health : multidisciplinary review of scientific literature. *Indoor Air*, 21 :191–204, 2011.
- [20] S. Anisimov, A. Jedlikowski, et D. Pandelidis. Frost formation in the cross-flow plate exchanger for energy recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90 :201–217, 2015.
- [21] P. Liu, H.M. Mathisen, M.J. Alonso, et C. Simonson. A frosting limit model of air-to-air quasi-counter-flow membrane energy exchanger for use in cold climates. *Applied Thermal Engineering*, 111 :776–785, 2017.
- [22] A. Pacak, A. Jedlikowski, M. Karpuk, et S. Anisimov. Analysis of power demand calculation for freeze prevention methods of counter-flow heat exchangers used in energy recovery from exhaust air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133 :842–860, 2019.
- [23] J. Zhang et A.S. Fung. Experimental and numerical investigation of the thermal impact of defrost cycle of residential heat and energy recovery ventilators. *Energy and Buildings*, 97 :129–136, 2015.
- [24] E.G. Phillips, L. Bradley, R. Chant, et D. Fisher. Comparison of freezing control strategies for residential air-to-air heat recovery ventilators. *ASHRAE Transactions*, 95 :484–490, 1989.
- [25] K. Hallgren. Method and device for defrosting heat exchanger without impairment of its exchanger efficiency, U.S. Patent 4,244,422, 1981.
- [26] J. Kragh, J. Rose, T.R. Nielsen, et S. Svendsen. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates. *Energy and Buildings*, 39 :1151–1158, 2007.
- [27] M. Amer et C.-C. Wang. Review of defrosting methods. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 73 :53–74, 2017.
- [28] Y. Hayashi, A. Aoki, S. Adachi, et K. Hori. Study of frost properties correlating with frost formation types. *Journal of Heat Transfer*, 99 :239–245, 1977.
- [29] S. Negrelli et C.J.L. Hermes. A semi-empirical correlation for the thermal conductivity of frost. *International Journal of Refrigeration*, 58 :243–252, 2015.
-

-
- [30] K. Prölss et G. Schmitz. Modeling of frost growth on heat exchanger surfaces. In *Proceedings of the 5th International Modelica Conference*, pages 509–516, Vienna, 2006. The Modelica Association.
 - [31] A. Léoni, M. Mondot, F. Durier, R. Revellin, et P. Haberschill. Frost formation and development on flat plate : Experimental investigation and comparison to predictive methods. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68 :220–233, 2017.
 - [32] H.W. Schneider. Equation of the frost growth rate of frost forming on cooled surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21 :1019–1024, 1977.
 - [33] A. Léoni, M. Mondot, F. Durier, R. Revellin, et P. Haberschill. State-of-the-art review of frost deposition on flat surfaces. *Journal of Refrigeration*, 68 :198–217, 2016.
 - [34] K.-W. Lee, W.-S. Kim, et T.-H. Lee. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40 :4359–4365, 1977.
 - [35] C.J.L. Hermes, R.O. Piucco, J.R. Barbosa Jr., et C. Melo. A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 :371–379, 2009.
 - [36] M. Kandula. Frost growth and densification on a flat surface in laminar flow with variable humidity. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 :1030–1034, 2012.
 - [37] T. Hosoda et H. Uzuhashi. Effects of frost on the heat transfer coefficient. *Hitashi Review*, 16 :254–259, 1967.
 - [38] A. Zendejboudi, S.H. Hosseini, et G. Ahmadi. Modeling of frost thermal conductivity on parallel surface channels. *Measurement*, 140 :290–304, 2019.
 - [39] J.D. Yonko et C.F. Sepsy. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. In *ASHRAE 74th Annual Meeting 2043*, 1967.
 - [40] P.L.T. Brian, R.C. Reid, et Y.T. Shah. Frost deposition on cold surfaces. *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, 9 :375–380, 1970.
 - [41] C.T. Sanders. *The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers*. Thèse de doctorat, Delft Technical University, Delft, 1974.
 - [42] R. Östin et S. Andersson. Frost growth parameters in a forced air stream. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34 :1009–1017, 1991.
 - [43] K.S. Lee, H. Lee, et W.S. Kim. Heat and mass transfer of parallel plates heat exchanger under frosting conditions. *SAREK Journal*, 6 :155–165, 1994.
 - [44] M. Sturm, J. Holmgren, M. König, et K. Morris. The thermal conductivity of seasonal snow. *Journal of Glaciology*, 43 :26–41, 1997.
 - [45] Y.C. Kim, S. Jhee, et K.S. Lee. An experimental study of frost growth according to environmental parameters on a flat plate. In *Proceedings SAREK*, pages 98–103, 2000.
 - [46] S. Negrelli, V.S. Nascimento Jr., et C.J.L. Hermes. A study on the effective thermal conductivity of frost formed on parallel plate channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 78 :301–308, 2016.
-

-
- [47] A. Jedlikowski, S. Anisimov, et D. Pandelidis. Frost formation and freeze protection with bypass for counter-flow recuperators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108 :585–613, 2017.
 - [48] R.J. Kind, M.G. Potapczuk, A. Feo, C. Golia, et A.G. Shah. Experimental and computational simulation of in-flight icing phenomena. *Progress in Aerospace Sciences*, 34 :257–345, 1998.
 - [49] F. Villalpando, M. Reggio, et A. Ilinca. Prediction of ice accretion and anti-icing heating power on wind turbine blades using standard commercial software. *Energy*, 114 :1041–1052, 2016.
 - [50] C.J.L. Hermes. An analytical solution to the problem of frost growth and densification on flat surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 :7346–7351, 2012.
 - [51] C.J.L. Hermes, F.R. Loyola, et V.S. Nascimento Jr. A semi-empirical correlation for the frost density. *International Journal of Refrigeration*, 46 :100–104, 2014.
 - [52] B.D. Storey et A.M. Jacobi. The effect of streamwise vortices on the frost growth rate in developing laminar channel flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 :3787–3802, 1999.
 - [53] A.Z. Sahin. Effective thermal conductivity of frost during the crystal growth period. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 :539–553, 2000.
 - [54] M. Song, C. Dang, S. Liu, Z. Sun, et N. Mao. Frost layer thickness measurement and calculation : A short review. *Energy Procedia*, 142 :3812–3819, 2017.
 - [55] W. Kays, M. Crawford, et B. Weigand. *Convective Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill, New York, NY, 2004.
 - [56] R.C. Reid et T.K. Sherwood. *The Properties of Gases and Liquids*,. McGraw-Hill, 1966.
 - [57] AHSRAE. *2017 ASHRAE Handbook Fundamentals*. ASHRAE, Atlanta, GA, 2017.
 - [58] TE TECHNOLOGY Inc. Cp-040ht. <https://tetech.com/product/cp-040ht/>, Octobre 2020.
-